



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**KONSTRUKČNÍ STUDIE AXIÁLNÍCH
BEZUCPÁVKOVÝCH ČERPADEL**

DESIGN STUDIES OF AXIAL SEALING PUMPS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Dobrovolný

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. František Pochylý, CSc.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Martin Dobrovolný**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **prof. Ing. František Pochylý, CSc.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Konstrukční studie axiálních bezucpávkových čerpadel

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Předmětem studie budou čerpadla s prstencovým a trubkovým motorem. Součástí studie bude i měření a vyhodnocování výkonové charakteristiky již vyrobeného čerpadla s prstencovým motorem. Záměrem konstrukce čerpadla s prstencovým motorem bude snížení hydraulických ztrát v tenké hydrodynamické spáře, mezi rotorem a statorem.

U čerpadla s trubkovým motorem bude zvážena možnost dvoustupňového provedení, vzhledem k velikosti motoru. Výstupem u této varianty bude také určení minimálního průměru oběžného kola.

Cíle diplomové práce:

Konstrukční studie axiálního čerpadla s prstencovým a trubkovým motorem s ohledem na snížení hydraulických ztrát v tenké kapalinové vrstvě.

Proměření výkonové charakteristiky axiálního čerpadla s prstencovým motorem.

Stanovení doporučených rozměrů axiálních čerpadel s trubkovým motorem.

Seznam doporučené literatury:

VARCHOLA, Michal a Peter HLBOČAN. Hydraulický návrh odstředivých čerpadel. Bratislava: STU Bratislava, 2016. ISBN 978-80-8106-070-0.

VARCHOLA, Michal a Peter HLBOČAN. Hydraulický návrh axiálního stroja. Bratislava: STU Bratislava, 2016. ISBN 978-80-8106-069-4.

MÜLLER, Patrik. Vícetupňové čerpadlo s protiběžnými koly. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Odbor fluidního inženýrství V. Kaplana. Vedoucí práce Miloslav Haluza.


Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 27. 10. 2017





doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

V první části práce je uvedena stručná rešerše axiálních hydraulických strojů a základní postupy potřebné k návrhu hydraulického stroje. Druhá část práce je věnována měření charakteristiky axiálního čerpadla s prstencovým motorem a v třetí části je popsán postup návrhu axiálního čerpadla s trubkovým motorem včetně CFD výpočtů čerpadla a stanovení jeho předpokládané charakteristiky.

Abstract

Review of axial hydraulic machines and elementary procedures of design hydraulic machines are listed in the first part of thesis. Second part is dedicated axial pump with annular motor and measurement its characteristic curve. In the third part of thesis, procedure of design axial pump with tube motor is described, also there are listed CFD results and characteristic curve of axial pump with tube motor is predicted.

Klíčová slova

Studie axiálních bezucpávkových čerpadel, čerpadla s trubkovým a prstencovým motorem, snížení hydraulických ztrát v tenké hydrodynamické spáře.

Keywords

Design studies of axial sealing pumps, pumps with tube and annular motor, decrease of hydraulic losses in a thin hydrodynamic gap.

Bibliografická citace

DOBROVOLNÝ, M. *Konstrukční studie axiálních bezucpávkových čerpadel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 65 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. František Pochylý, CSc..

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci Konstrukční studie axiálních bezucpávkových čerpadel vypracoval samostatně pod vedením svého vedoucího práce prof. Ing. Františka Pochylého, CSc. s použitím podkladů uvedených v seznamu použitých zdrojů.

Bc. Martin Dobrovolný

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Františku Pochylému, CSc. za odborné vedení, rady, připomínky a za svůj čas, který mi věnoval. Také bych rád poděkoval svým rodičům za podporu, kterou mně během vysokoškolského studia poskytovali. Poděkování rovněž patří všem zaměstnancům Odboru fluidního inženýrství Victora Kaplana a spolužákům za cenné rady a názory, kterých se mi při tvorbě diplomové práce dostalo.

Obsah

1	Úvod.....	14
2	Základní rozdělení čerpadel	15
2.1	Hydrostatická objemová čerpadla	15
2.2	Hydrodynamická čerpadla	15
2.3	Ostatní.....	15
3	Vybrané konstrukce axiálních strojů.....	18
3.1	Vertikální čerpadlo s axiálním rozvaděčem	18
3.2	Vertikální čerpadlo s axiálním rozvaděčem a natáčecími lopatkami	20
3.3	Protiběžná axiální mikroturbína	20
4	Bezucpávková čerpadla.....	22
4.1	Čerpadla s magnetickou spojkou	22
5	Teoretický úvod k návrhu axiálních strojů.....	23
5.1	Vstupní a výstupní rychlostní trojúhelníky	23
5.2	Měrná energie čerpadla	24
5.3	Konformní zobrazení.....	25
5.4	Konformní zobrazení ve válcové lopatkové mříži.....	29
5.5	Lineární změna $\tan \beta$ v závislosti na souřadnici ξ	30
5.6	Návrh lopatky na základě teorie leteckých profilů – NACA profilů.....	31
6	Měření charakteristik axiálního čerpadla s prstencovým elektromotorem (SMART čerpadlo)	35
6.1	Popis konstrukce, návrhové parametry čerpadla	35
6.2	Popis měřicí tratě	36
6.3	Měřené veličiny	37
6.4	Použitá měřicí technika	37
6.5	Měřené varianty čerpadla	38
6.6	Měření a vyhodnocení výsledků.....	39
6.7	Závěry z měření, návrh konstrukčních opatření za účelem snížení ztrát.....	45
7	Návrh axiálního čerpadla s trubkovým motorem.....	48
7.1	Návrh tvaru a rozměru náboje, průměru oběžného kola	48
7.2	Stanovení vstupních a výstupních úhlů lopatky oběžného kola	51
7.3	Stanovení vstupních a výstupních úhlů lopatky statorového kola – rozvaděče	53
7.4	Tvorba modelu, výpočtových sítí nastavení CFX	53
7.5	Výsledky výpočtu	58
8	Závěr.....	61
9	Seznam použitých zdrojů	62
10	Seznam použitých symbolů a zkratk	64

1 Úvod

Vzhledem k celosvětovému vývoji klimatických podmínek, nabývá problematika hospodaření s vodou na významu. Jedním z problémů, se kterým se budeme v budoucnosti intenzivně potýkat, je doprava vody od zdroje do místa spotřeby, a to ať již se jedná o vodu pitnou nebo vodu užitkovou. Důraz při budování nových potrubních sítí bude kladen na spolehlivost, pořizovací cenu, nízké náklady na údržbu a v případě pitné vody na zdravotní bezzávadnost. Při projektování těchto systémů se nabízí myšlenka, zdali by nebylo možné na vhodných lokalitách využít potrubní systémy i jinak, a to například jako malé přečerpávací elektrárny.

K tomuto účelu by mohlo být vhodné použití sériově uspořádaných axiálních čerpadel. Proto se tato diplomová práce zabývá studiem konstrukčních možností bezucpávkových axiálních čerpadel vhodných pro takovéto systémy. V diplomové práci bude zpracována charakteristika již vyrobeného axiálního čerpadla s prstencovým motorem a konstrukční studie čerpadla s trubkovým motorem. Snahou bude navrhnout řešení na snížení ztrát v axiálním čerpadle s prstencovým motorem a navrhnout možnou konstrukci axiálního čerpadla s trubkovým motorem.

2 Základní rozdělení čerpadel

Čerpadla je možné dělit podle různých kritérií. Nejzákladnější je dělení na tři skupiny, a to na čerpadla hydrostatická objemová, hydrodynamická a na čerpadla ostatních principů. Podrobný přehled rozdělení čerpadel lze nalézt v normě ČSN 11 0000 (obrázek 2-1).

2.1 Hydrostatická objemová čerpadla

V hydrostatických čerpadlech se mění mechanická energie čerpadla na tlakovou energii kapaliny. Kinetická energie kapaliny je oproti tlakové energii kapaliny zanedbatelná. Mezi hydrostatická čerpadla patří například zubová čerpadla, pístová čerpadla a lamelová čerpadla [1].

2.2 Hydrodynamická čerpadla

Čerpadla, ve kterých kapalina získává měrnou energii v rotujícím kole. I hydrodynamická čerpadla lze dělit podle nejrůznějších kritérií. Z konstrukčního hlediska je nejvýznamnější dělení na základě rychloběžnosti stroje tzn. podle specifických otáček na čerpadla radiální, diagonální a axiální [1, 3].

Měrné specifické otáčky jsou definovány:

$$n_s = 3,65n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (2.1)$$

Kde za otáčky se dosazuje v ot/min. Rychloběžnost stroje je možné uvádět kromě měrných specifických otáček v měrných objemových otáčkách [2]. Ty jsou definovány:

$$n_q = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (2.2)$$

Kde n je opět v ot/min. Přepočet mezi měrnými specifickými otáčkami a měrnými objemovými otáčkami je:

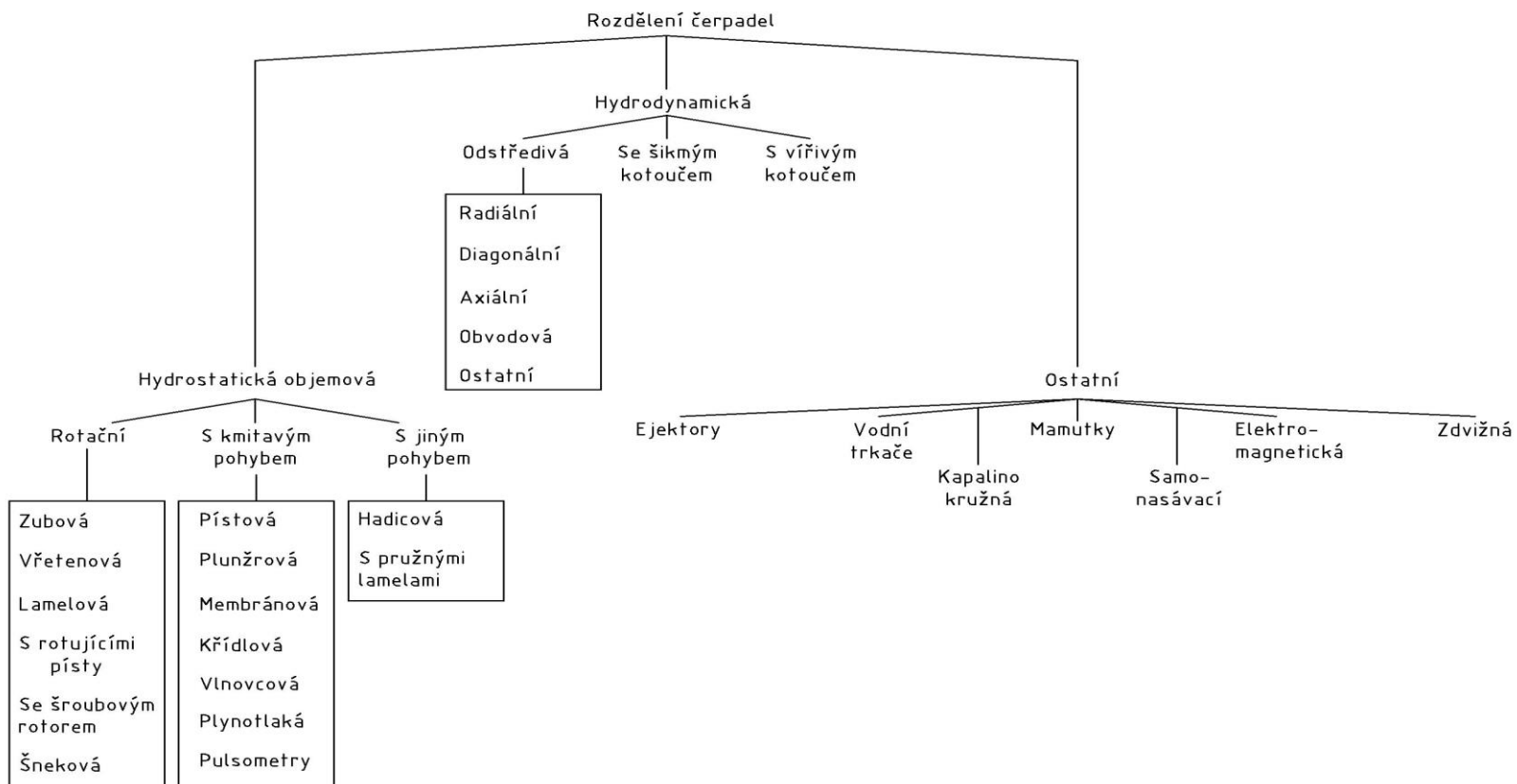
$$n_q = \frac{n_s}{3,65} \quad (2.3)$$

Na obrázku 2-2 je možné vidět rozdělení čerpadel podle měrných objemových otáček. Hranice mezi jednotlivými kategoriemi nejsou však pevně dány a různí autoři se mírně liší. Například Gulich uvádí ve své knize Centrifugal Pumps [2] jako hranici počátku axiální čerpadel od $n_q = 150$, kdežto Bláha, Brada v knize Čerpadla [4] od $n_q = 110$.

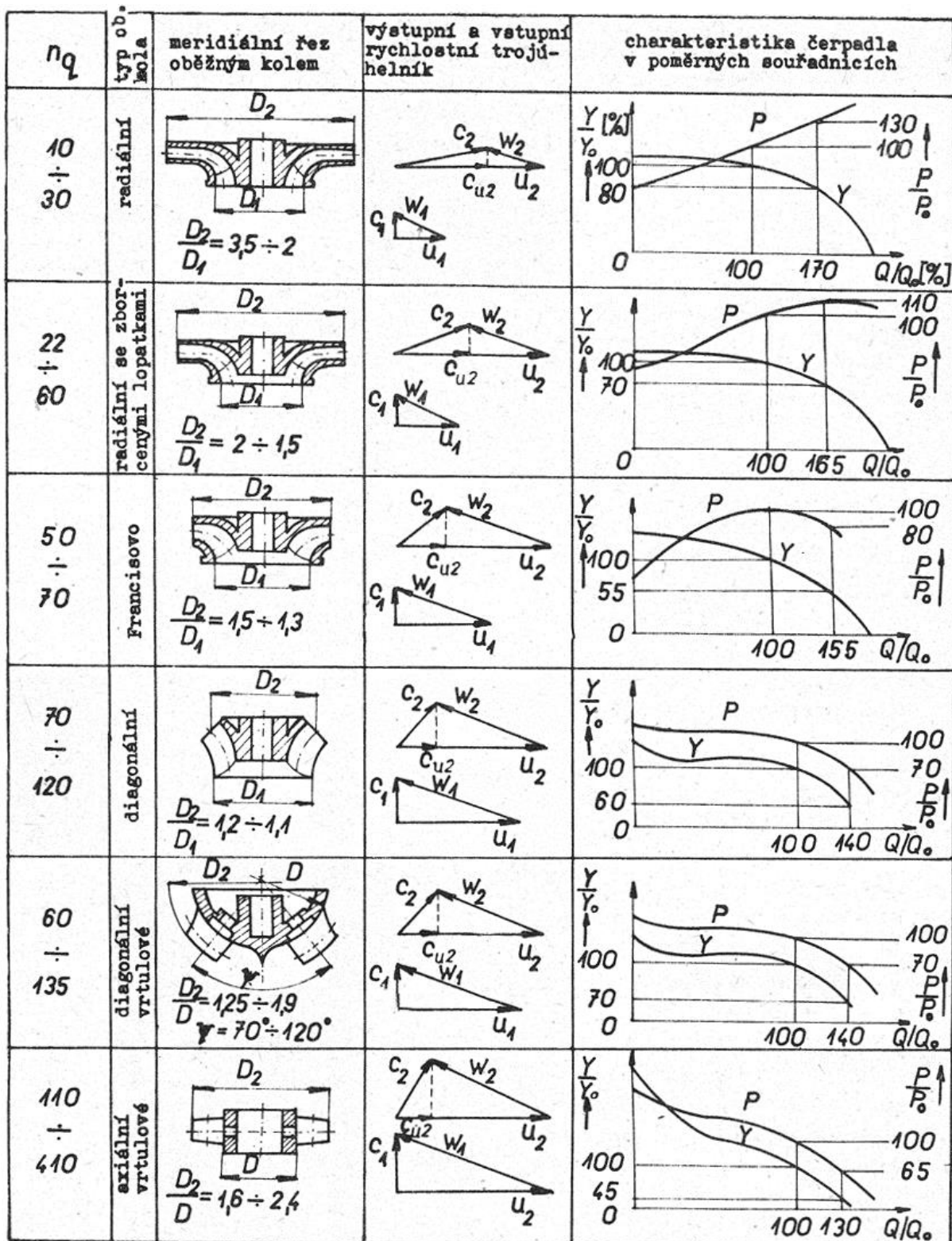
2.3 Ostatní

Typickými představiteli této kategorie jsou čerpadla mamutková, ejektorová a vodní trkače. Mamutková a ejektorová čerpadla lze s výhodou použít například ve výbušném prostředí. Nepotřebují totiž v místě čerpání kapaliny připojení do elektrické sítě. Jejich nevýhodou je obecně nižší účinnost oproti čerpadlům hydrostatickým a hydrodynamickým [3].

Rozdělení čerpadel podle ČSN 11 0000



Obrázek 2-1 Rozdělení čerpadel dle ČSN 11 0000 [3]



Obrázek 2-2 Rozdělení čerpadel podle měrných specifických otáček [4]

3 Vybrané konstrukce axiálních strojů

3.1 Vertikální čerpadlo s axiálním rozvaděčem

V kapitole 3.1 byl použit zdroj [3].

Vertikální čerpadla s axiálním rozvaděčem (obrázek 3-1) se díky velkým dosahovaným průtokům ($Q = 100\text{--}2000\text{ l/s}$) řadí mezi nejvýkonnější a nejprůtočnější stroje. Výtlačné výšky se pohybují od 5 m do 40 m. Čerpadla je možné umístit do suché i mokré jímky. Pokud je čerpadlo umístěno v suché jímce, potom je hydraulická část ukončena sacím kolenem, jestliže je čerpadlo umístěno v mokré jímce, potom je hydraulická část ukončena sacím nástavcem.

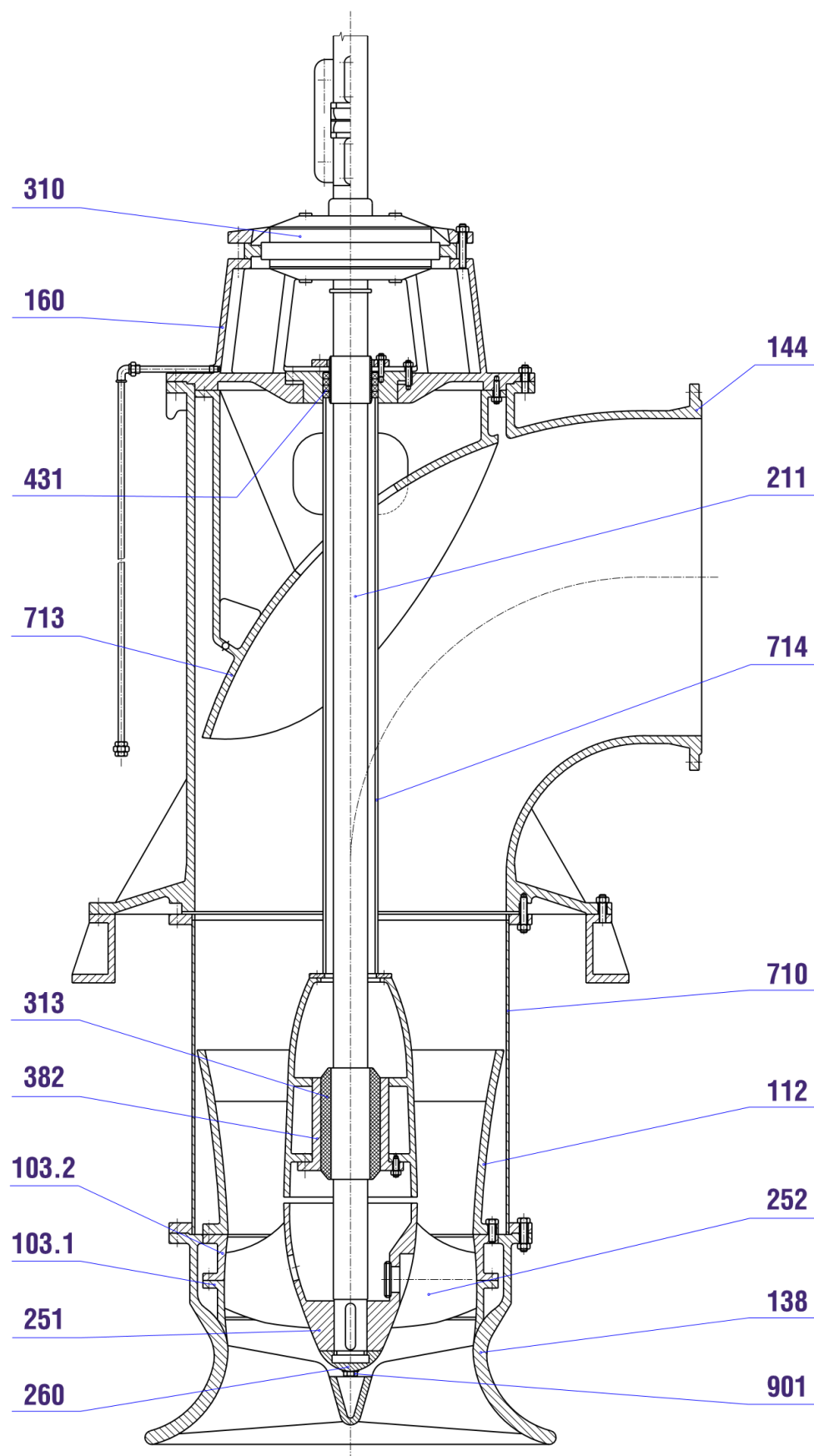
Typ oběžného kola závisí na rychloběžnosti stroje. Je možné použít kola radiální, diagonální nebo axiální. Voda vstupuje do stroje přes sací nástavec (sací koleno) a přes axiální lopatkový rozvaděč pokračuje do oběžného kola a výtlačného potrubí. Kolo je na hřídeli uloženo letmo a zajištěno pojistnou hřídelovou maticí. Přenos krouticího momentu z hřídele na oběžné kolo je zajištěn pomocí pera. V hydraulické části čerpadla se nachází kluzná vodící radiální ložiska, ve kterých je uložen hřídel. Ložiska jsou nalisována do ložiskových těles. Jedno ložiskové těleso je umístěno v sacím tělese čerpadla, další pak ve stoupacím potrubí mezi přírubovými spoji trubek. Materiál výstelky ložiska závisí na druhu čerpané kapaliny a může být z ložiskového kovu, bronzu nebo gumy (v případě čerpání znečištěné vody). Ložiska jsou mazána čerpanou kapalinou a proti nečistotám jsou chráněna gufery.

Axiální síla čerpadla je zachycena v axiálním ložisku závěsu. Pokud jsou výkony čerpadla velké ($P > 100\text{ kW}$), potom k zachycení axiální síly slouží axiální ložisko elektromotoru anebo ložisko převodovky, je-li převodovka ve stroji použita. Ložiska, které se nachází mimo hydraulickou část, jsou mazána olejem.

Hřídel je utěsněn provazcovým těsněním. Hřídelová ucpávka je proplachována čistou vodou. Z montážních důvodů je hřídel rozdělen do několika částí. Jednotlivé části se navzájem spojují pomocí zděrových nebo miskových spojek. V oblasti ložisek a ucpávky se na hřídel umísťují ochranná pouzdra, která chrání hřídel proti nadměrnému opotřebení.

Elektromotor čerpadla je pevně spojen s podlahou strojovny. Spojení motoru s čerpadlem je zajištěno pevnou spojkou, a to z důvodu přenosu axiální síly. Z montážního pohledu na věc je možné čerpadlo vyrábět ve dvou provedeních, a to buď v „pevném“, kdy pro demontáž rotoru čerpadla je nutné demontovat celé čerpadlo. U druhého provedení lze rotor čerpadla demontovat bez nutnosti demontáže statorové části čerpadla.

Čerpadla naleznou své uplatnění při čerpání dešťové, říční nebo průsakové vody v čerpacích stanicích u závlahových systémů, odvodňovacích a zavodňovacích kanalizačních soustav a průmyslových vodárenských zařízeních.



Obrázek 3-1 Čerpadlo Sigma AQT V [3]

3.2 Vertikální čerpadlo s axiálním rozvaděčem a natáčecími lopatkami

V kapitole 3.2 byl použit zdroj [3].

Vertikální čerpadla s axiálním rozvaděčem a natáčecími lopatkami mají výhodu oproti vertikálním čerpadlům s axiálním rozvaděčem v přidání jednoho stupně regulace v podobně natáčení rotorových lopatek. To jim umožňuje dosahovat optimálních účinností stroje i při značném kolísání hladin, a to jak v sací, tak výtlačné nádrži. Stroje jsou konstruovány na malé a střední spády od 4 m do 10 m.

Z konstrukčního hlediska se čerpadla příliš neliší od vertikálních čerpadel s axiálním rozvaděčem, pouze přibude regulační mechanismus na přestavění rotorových lopatek. Ten lze nalézt v náboji oběžného kola a skládá se z objímky, čepu, táhel, přestavovací růžice a regulační tyče, která prochází ze strojovny do oběžného kola skrz dutou hřídel. Otáčením regulační tyče se řídí pozice rotorových lopatek. Samotná tyč je řízena servomotorem nebo pákovým mechanismem ze strojovny.

3.3 Protiběžná axiální mikroturbína

Protiběžná axiální mikro turbína slouží k regulaci tlaků v potrubních systémech a k decentralizované produkci elektrické energie. Svým uspořádání a poměrem náboje k celkovému průměru potrubí (80%) je nejvíce podobná zamýšlené koncepci axiálního čerpadla s trubkovým motorem [5, 6].

		Jednotka
Průměr potrubí	0,1	[m]
Průměr náboje	0,08	[m]
Délka lopatky v axiálním směru	0,03	[m]
Počet lopatek kolo 1	3	[-]
Počet lopatek kolo 2	5	[-]

Tabulka 3-1 Geometrické parametry stroje převzato z [5]

Jedná se o přímoproudou turbínu s dvěma protiběžnými koly a dvěma generátory. Generátory jsou uloženy do nábojů příslušných oběžných kol (obrázek 3-2). Výkon jednoho generátoru je 2 kW. Voda proudí přes lopatky prvního oběžného kola, kde dochází k částečnému zpracování spádu do druhého oběžného kola. Zároveň první kolo nahrazuje svou funkcí kolo statorové, které má za úkol v konvenčních konstrukcích axiálních turbín rovnoměrně přivádět vodu na oběžné kolo. Oběžné kolo číslo dva zpracovává druhou část spádu a má obrácený smysl rotace než kolo první [5, 6].

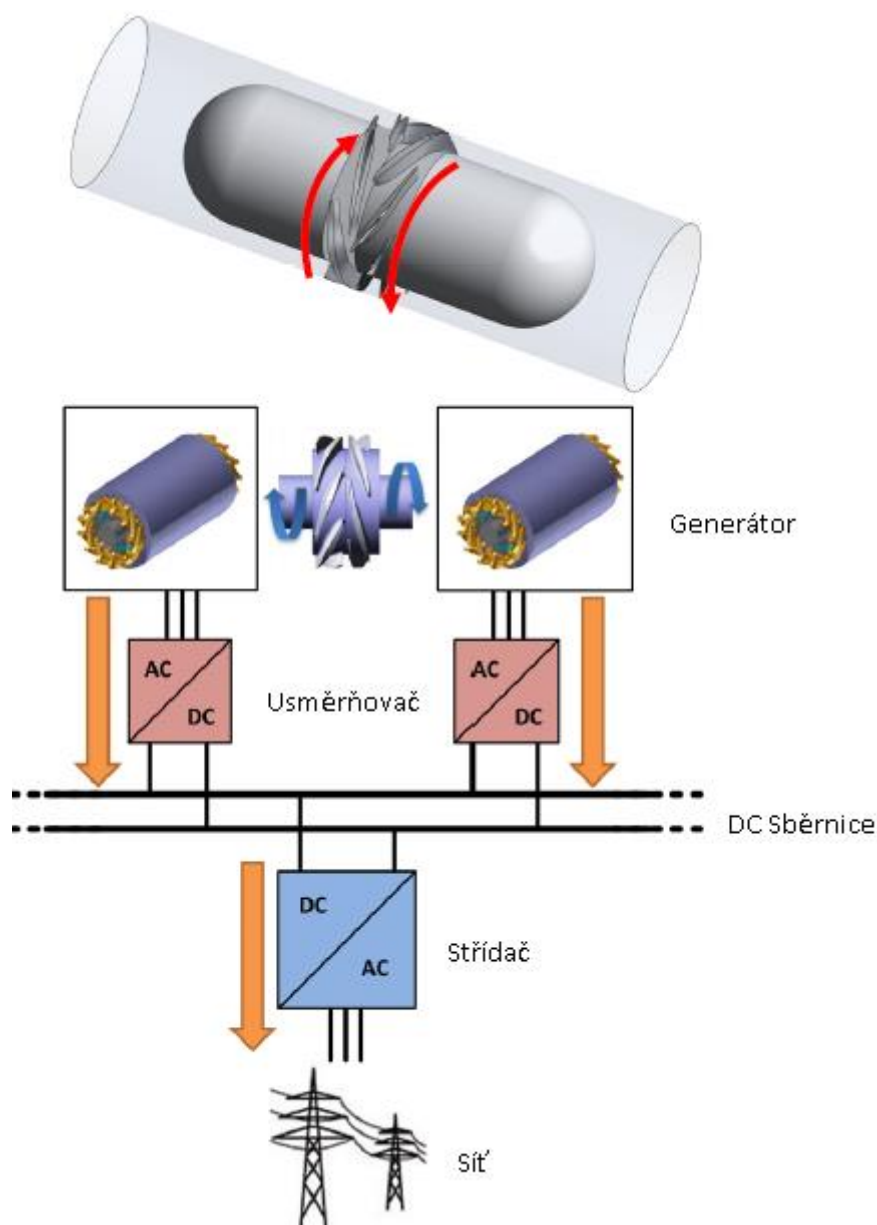
	Q_{nom}	Q_{max}	Jednotka
Průtok	0,009	0,014	[m ³ /s]
Měrná energie	240	600	[J/kg]
Otáčky kola 1	-2500	-3500	[ot/min]
Otáčky kola 2	2500	3500	[ot/min]
Hydraulický výkon	2157	8385	[W]

Tabulka 3-2 Hydraulické parametry stroje převzato z [5]

V tabulce 3-3 je možné vidět výsledky CFD simulace, kde byl použit turbulentní model $k - \omega$ SST.

Průtok	Měrná energie kolo 1	Měrná energie kolo 2	Celková měrná energie	Hydraulický výkon	Simulovaný mech. výkon	Účinnost
Q [m ³ /s]	Y_1 [J/kg]	Y_2 [J/kg]	Y [J/kg]	P_h [W]	P [W]	η [-]
0,009	130	116	250	2240	2007	0,90
0,014	316	335	661	9222	8113	0,88

Tabulka 3-3 Výsledky CFD simulace převzato z [5]



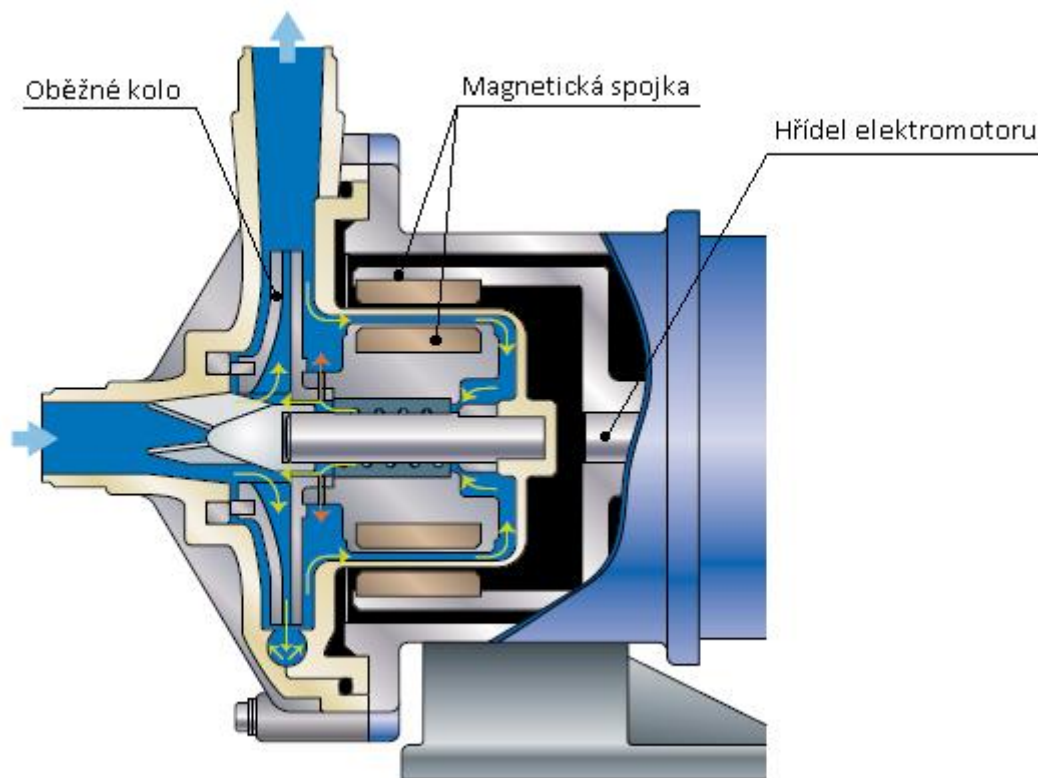
Obrázek 3-2 Schéma mikroturbíny převzato z [6]

4 Bezucpávková čerpadla

Čerpadla, u kterých nedochází k průsaku ucpávkou. Mohou to být jak čerpadla odstředivá, tak rotační objemová. Hřídel těchto čerpadel nevystupuje z tělesa čerpadla do atmosféry, takže klasická hřídelová ucpávka není nutná [7].

4.1 Čerpadla s magnetickou spojkou

Čerpadla s magnetickou spojkou se používají především pro čerpání agresivních kapalin v chemickém průmyslu. Většinu částí, které přichází do kontaktu s kapalinou, je možné vyrábět z plastu. Elektromotor čerpadla je připojen na „suchou“ část magnetické spojky, která zajišťuje přenos krouticího momentu přes „mokrou“ část magnetické spojky na oběžné kolo čerpadla. „Suchá a mokrá“ část magnetické spojky je oddělena stěnou čerpadla. Na trhu se vyskytují, jak čerpadla s hydraulickou částí z plastu, tak čerpadla jejichž hydraulická část je vyrobena z kovu [8, 9].



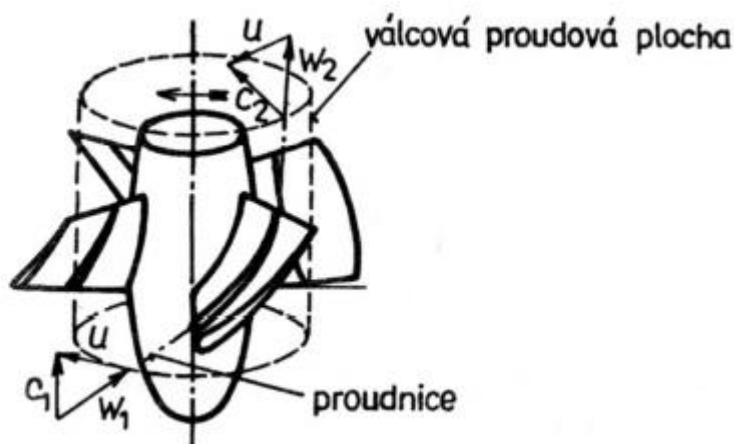
Obrázek 4-1 Čerpadlo s magnetickou spojkou IWAKI MX převzato z [9]

5 Teoretický úvod k návrhu axiálních strojů

Tvar rotorové lopatky axiálních strojů se navrhuje na několika válcových řezech, na kterých se určí vstupní a výstupní rychlostní trojúhelníky. Počet válcových řezů se vhodně zvolí tak, aby bylo dosaženo hladké změny tvaru lopatky. Rychlostní trojúhelníky částečně určují tvar vstupní a výstupní hrany lopatky. Prostor mezi vstupní a výstupní hranou lopatky se propojí střednicí budoucího lopatkového profilu. Střednici profilu lze vytvořit různými cestami. První možností je navrhnout lopatku na základě teorie leteckých profilů za použití NACA profilů. Další možností je použití metody lineárního průběhu $\tan \beta$ v závislosti na souřadnici ζ nebo lze použít kvadratickou změnu $\tan \beta^1$ v závislosti na souřadnici ζ . Když je střednice vytvořena, tak se může na její délku vhodně distribuovat tloušťka profilu, a tak vznikne 2 D profil lopatky². Ten se pomocí konformních transformací přetvoří na příslušné válcové řezy. (Obecně řezy nemusí být válcové). Pokud všechny takto transformované profily „propojíme“ dostaneme výsledný tvar lopatky. Je třeba dbát na vhodně zvolené délky profilů, tak aby výsledná lopatka měla hladkou změnu tvaru [2, 10, 11].

5.1 Vstupní a výstupní rychlostní trojúhelníky

Aby bylo dosaženo požadovaných parametrů čerpadla, je třeba správně navrhnout vstupní a výstupní rychlostní trojúhelníky (obrázek 5-1 a 5-2). Rychlostní trojúhelník se skládá ze tří základních složek rychlosti, a to složky absolutní, relativní a unášivé. Tvarem rychlostních trojúhelníků je dán průtok a měrná energie čerpadla. Konkrétně meridiální složka rychlosti c_m určuje průtok a unášivá složka rychlosti u společně s průmětem absolutní složky rychlosti do unášivé c_u určuje měrnou energii čerpadla (Eulerova čerpadlová rovnice – rovnice 5.9). Meridiální složka rychlosti, leží v meridiálním řezu oběžného kola a je kolmá na unášivou složku rychlosti. V návrhovém bodě čerpadla se na vstupu do oběžného kola (označeno indexem 1) trojúhelník často předpokládá pravoúhlý, tím je vyloučena před rotace kapaliny. Potom lze psát, že $c_1 = c_{m1}$. V některých případech je však oběžnému kolu čerpadla předřazen rozvaděč, který kapalinu před kolem rozrotuje, potom je třeba uvažovat před-rotaci kapaliny, a tudíž vstupní rychlostní trojúhelník již není pravoúhlý $c_1 \neq c_{m1}$. Výstupní rychlostní trojúhelník se určí z Eulerovy čerpadlové rovnice [11].



Obrázek 5-1 Rychlostní trojúhelníky s proudovou plochou a proudnicí [12]

¹ Tato metoda není v práci popsána, protože ji nebylo nutné použít.

² Od tohoto bodu včetně lze postupovat různými cestami. Záleží na preferencích konstruktéra a softwarovém vybavení.

Unášivá složka u je funkcí otáček a poloměru. Na válcových plochách je konstantní.

$$u = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot n \quad (5.1)$$

Meridiální složku rychlosti lez určit podle vztahu:

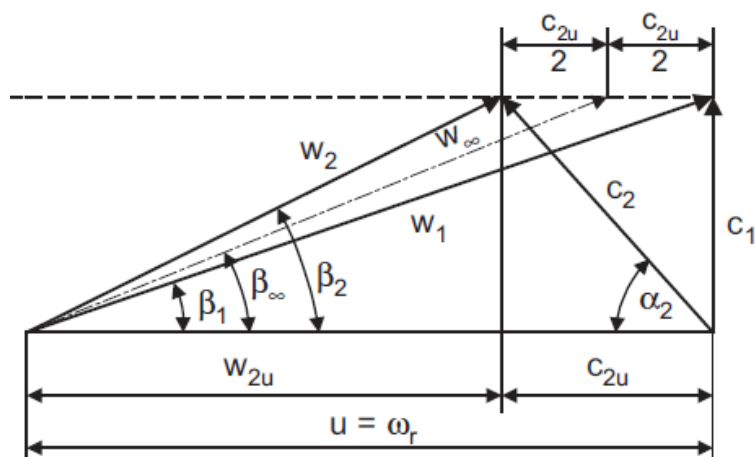
$$c_m = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_2^2 \cdot (1 - v^2)} \quad (5.2)$$

Kde v je poměr průměru náboje k průměru oběžného kola:

$$v = \frac{d_1}{d_2} \quad (5.3)$$

Výsledné absolutní rychlosti jsou dány vektorovým součtem:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (5.4)$$



Obrázek 5-2 Vstupní a výstupní rychlostní trojúhelník axiálního stroje [2]

5.2 Měrná energie čerpadla

Měrnou energii čerpadla lze určit pomocí Bernoulliho rovnice:

$$Y = \frac{p}{\rho} + \alpha \frac{v^2}{2} + g \cdot H \quad (5.5)$$

Respektive:

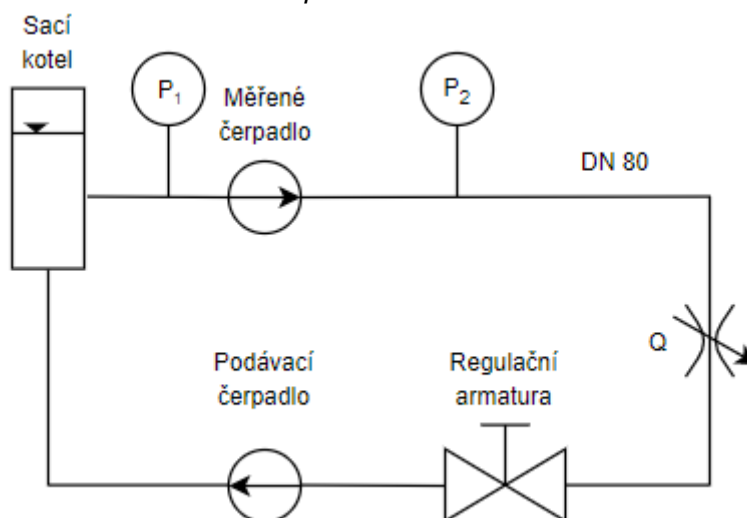
$$Y = \frac{p}{\rho} + \alpha \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4} + g \cdot H \quad (5.6)$$

Potom pro systém dle obrázku 5-3 lze psát³:

$$Y_{\text{č}} = Y_2 - Y_1 \quad (5.7)$$

³ Rovnici 5.6 lze zjednodušit po dosazení do rovnice 5.7 na tvar rovnice 5.8 pouze za předpokladu stejných průměrů potrubí na sání a výtlaču čerpadla a rovnosti Coriolisových čísel $\alpha_1 = \alpha_2$.

$$Y_{\xi} = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g \cdot (H_2 - H_1) \quad (5.8)$$



Obrázek 5-3 Schéma měřicí tratě

Měrnou energii axiálního čerpadla lze také určit z Eulerovy čerpadlové rovnice:

$$Y = \frac{g \cdot H}{\eta_h} = u \cdot (c_{u2} - c_{u1}) \quad (5.9)$$

Kde u , je unášivá složka rychlosti a c_{u2} , c_{u1} jsou průměty vektoru absolutní složky rychlosti do unášivé složky rychlosti výstupního, respektive vstupního trojúhelníku (obrázek 5-2). Pokud budeme předpokládat vstup kapaliny do oběžného kola bez před-rotace, potom Eulerovo čerpadlová rovnice přejde na tvar:

$$Y = \frac{g \cdot H}{\eta_h} = u \cdot c_{u2} \quad (5.10)$$

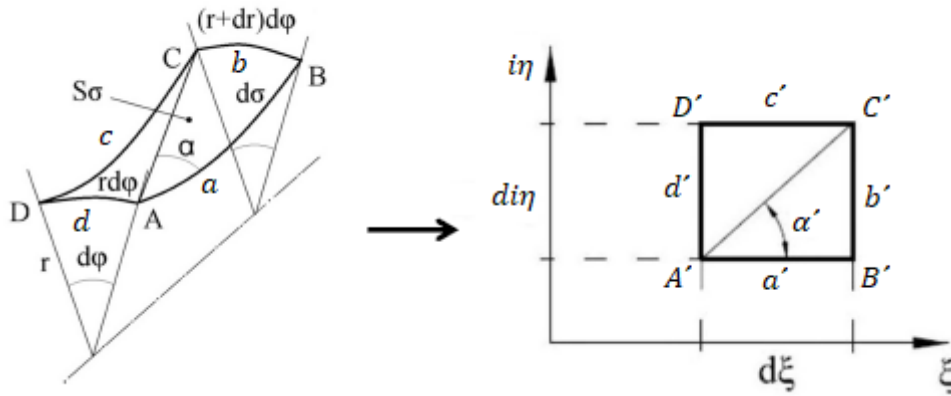
5.3 Konformní zobrazení

Konformní zobrazení umožňuje transformovat proudovou plochu do komplexní roviny $\xi - i\eta$ (obrázek 5-4). Lopatkový profil je tak možné navrhnout ve 2 D a zpětnou transformací převést na příslušnou proudovou plochu čerpadla [11].

Proudová plocha je pomyslná plocha, která je tvořena proudnicemi. Vektory rychlosti kapaliny jsou k takovéto ploše tečné. Na této ploše jsou definovány souřadnice σ (meridiánová nebo též křivková souřadnice) a φ (úhlová souřadnice) [11].

Pro konformní zobrazení platí [13]:

- 1) Obíháme-li hranici A, B, C, D v kladném směru potom i transformovaná hranice A', B', C', D' je obíhána v kladném směru.
- 2) Body ležící uvnitř oblasti a, b, c, d leží i uvnitř transformované oblasti a', b', c', d'.
- 3) Zobrazení je jednoznačné. Každému bodu uvnitř oblasti a, b, c, d přísluší právě jeden bod uvnitř oblasti a', b', c', d'. Totéž platí i pro hranici.
- 4) Poměr délek úseček a/b a a'/b' je zachován.
- 5) Úhly, které mezi sebou úsečky svírají, se zachovávají. ($\alpha = \alpha'$).



Obrázek 5-4 Transformace z polárních do konformních souřadnic převzato z [14]

$$\sigma \rightarrow \xi \quad (5.11)$$

$$r \cdot \varphi \rightarrow i\eta \quad (5.12)$$

Pokud se položí součin diferenciálu $d\sigma \cdot d\varphi$, přibližně roven nule, potom lze následující rovnici upravit na tvar:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{di\eta}{d\xi} = \frac{\left(r + \frac{\partial r}{\partial \sigma} d\sigma\right) d\varphi}{d\sigma} = \frac{r \cdot d\varphi + \frac{\partial r}{\partial \sigma} d\sigma \cdot d\varphi}{d\sigma} = \frac{r \cdot d\varphi}{d\sigma} \quad (5.13)$$

$$\frac{d\xi}{d\sigma} = \frac{di\eta}{r \cdot d\varphi} \quad (5.14)$$

Zavedeme proměnou k :

$$k = \frac{di\eta}{d\varphi} \quad (5.15)$$

Potom:

$$di\eta = k \cdot d\varphi \quad (5.16)$$

$$\int di\eta = k \int d\varphi \quad (5.17)$$

$$i\eta = k \cdot \varphi + k_1 \quad (5.18)$$

Konstanta k_1 se určí z okrajových podmínek, které uloží vstupní hranu profilu na osu ξ .

$$i\eta = \eta_0 = 0 \quad (5.19)$$

$$\varphi = 0 \quad (5.20)$$

Po dosazení okrajových podmínek do rovnice 5.18 vyjde:

$$k_1 = 0 \quad (5.21)$$

Rovnice 5.18 tedy přejde na tvar:

$$i\eta = k \cdot \varphi \quad (5.22)$$

Pokud dosadíme rovnici 5.22, do rovnice 5.14 dostaneme:

$$\frac{d\xi}{d\sigma} = k \frac{1}{r} \quad (5.23)$$

$$d\xi = k \frac{d\sigma}{r} \quad (5.24)$$

Předešlá rovnice se integruje v mezích σ_0 po σ . Jsou-li známé hodnoty σ v σ_0 a σ_1 , lze integrál rozepsat do tvaru:

$$\xi = k \int_{\sigma_0}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} = k \int_{\sigma_0}^{\sigma_1} \frac{d\sigma}{r} + k \int_{\sigma_1}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} = k_2 + k \int_{\sigma_1}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} \quad (5.25)$$

Profil lopatky je uložen symetricky. Pro vstupní hranu profilu lze napsat okrajovou podmínku:

$$\sigma = \sigma_1 \quad (5.26)$$

$$\xi = \xi_1 = -\frac{h}{2} \quad (5.27)$$

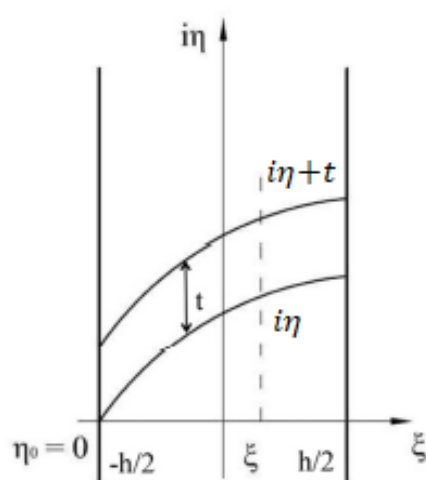
Okrajové podmínky se dosadí do rovnice 5.25:

$$-\frac{h}{2} = k_2 + k \cdot \int_{\sigma_1}^{\sigma_1} \frac{d\sigma}{r} \quad (5.28)$$

Integrál na pravé straně je roven 0. Potom tedy:

$$k_2 = -\frac{h}{2} \quad (5.29)$$

Uvedené vztahy platí pouze pro jednu lopatku. Nyní je ještě třeba předešlé vtahy upravit pro celé oběžné kolo (obrázek 5-5).



Obrázek 5-5 Zobrazení lopatek v konformním zobrazení převzato z [14]

Pokud zavedeme konstantu z (počet lopatek oběžného kola) a t rozteč mezi lopatkami oběžného kola, můžeme rovnici 5.22 upravit:

$$i\eta + t = k \cdot \left(\varphi + \frac{2\pi}{z}\right) \quad (5.30)$$

Zavedeme okrajové podmínky a určíme konstantu k :

$$i\eta = 0 \quad (5.31)$$

$$\varphi = 0 \quad (5.32)$$

Potom k se rovná:

$$k = \frac{t \cdot z}{2\pi} \quad (5.33)$$

Nyní je možné konstanty k , k_2 (rovnice 5.29) dosadit do rovnice 5.25.

$$\xi = -\frac{h}{2} + \frac{t \cdot z}{2\pi} \int_{\sigma_1}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} = -\frac{h}{2} + k \int_{\sigma_1}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} \quad (5.34)$$

Pro výstupní hranu lopatky lze napsat okrajovou podmínku:

$$\xi_2 = \frac{h}{2} \quad (5.35)$$

Okrajová podmínka se dosadí do rovnice 5.34.

$$\frac{h}{2} = -\frac{h}{2} + \frac{t \cdot z}{2\pi} \int_{\sigma_1}^{\sigma_2} \frac{d\sigma}{r} \quad (5.36)$$

$$h = \frac{t \cdot z}{2\pi} \int_{\sigma_1}^{\sigma_2} \frac{d\sigma}{r} = k \cdot a \quad (5.37)$$

Pokud se integrál v rovnici 5.37 označí jako a (konstanta lopatkové mříže) lze psát:

$$a = \int_{\sigma_1}^{\sigma_2} \frac{d\sigma}{r} \quad (5.38)$$

$$h = \frac{t \cdot z}{2\pi} a = k \cdot a \quad \Rightarrow \quad k = \frac{h}{a} \quad (5.39)$$

Po dosazení k z předchozí rovnice do rovnice 5.34 dostaneme:

$$\xi = -\frac{h}{2} + \frac{h}{a} \int_{\sigma_1}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} = h \left(\frac{1}{a} \int_{\sigma_1}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} - \frac{1}{2} \right) \quad (5.40)$$

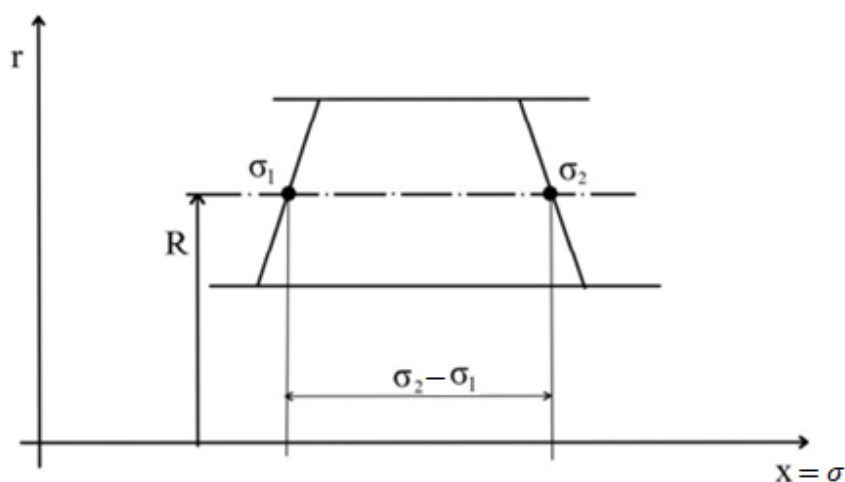
5.4 Konformní zobrazení ve válcové lopatkové mříži

U návrhu axiálního čerpadla s válcovým nábojem lze předešlé vztahy zjednodušit, protože se jedná o válcovou lopatkovou mříž. Na rozdíl od radiálních čerpadel je u axiálních čerpadel proudnicí přímka a poloměr, na kterém se přímka nachází, je konstantní od vstupní hrany lopatky po výstupní hranu lopatky [11].

Proto lze psát:

$$d\sigma = dx \quad (5.41)$$

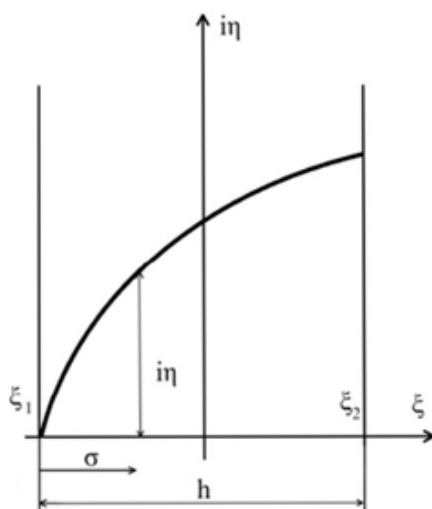
$$r = R \quad (5.42)$$



Obrázek 5-6 Zobrazení lopatky axiálního čerpadla s válcovým nábojem v rovině xr převzato z [15]

Podle obrázku 5-6 lze konstantu lopatkové mříže rozepsat do tvaru:

$$a = \frac{1}{R} \int_{\sigma_1}^{\sigma_2} d\sigma = \frac{\sigma_2 - \sigma_1}{R} \quad (5.43)$$



Obrázek 5-7 Zobrazení lopatky axiálního čerpadla s válcovým nábojem v konformním zobrazení převzato z [15]

Pro válcovou lopatkovou mříž dále platí:

$$h = \sigma_2 - \sigma_1 \quad (5.44)$$

$$\xi_1 = -\frac{h}{2} = -\frac{\sigma_2 - \sigma_1}{2} \quad (5.45)$$

$$\xi_2 = \frac{h}{2} = \frac{\sigma_2 - \sigma_1}{2} \quad (5.46)$$

Nyní je možné upravit rovnici 5.40 pro souřadnici ξ , dosazením rovnic 5.43, 5.44, 5.45.

$$\xi = -\frac{h}{2} + \frac{h}{a} \int_{\sigma_1}^{\sigma} \frac{d\sigma}{R} = -\frac{\sigma_2 - \sigma_1}{2} + \frac{(\sigma_2 - \sigma_1) \cdot R}{\sigma_2 - \sigma_1} \int_{\sigma_1}^{\sigma} \frac{d\sigma}{R} = \sigma - \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \quad (5.47)$$

Obdobně lze upravit rovnici 5.22 pro souřadnici $i\eta$:

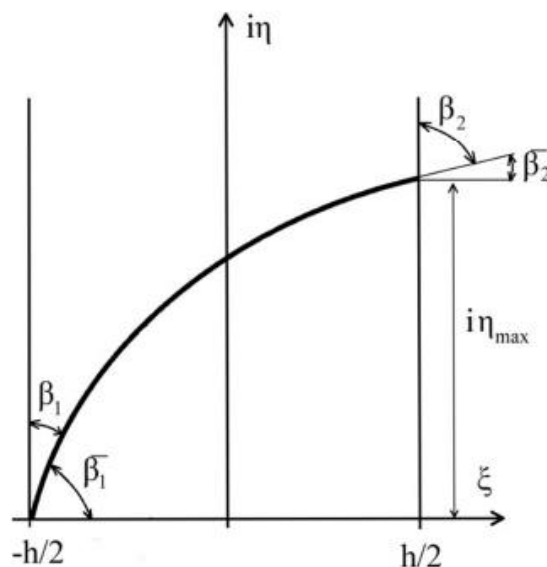
$$i\eta = k \cdot \varphi = \frac{h}{a} \varphi = \frac{(\sigma_2 - \sigma_1) \cdot R}{\sigma_2 - \sigma_1} \varphi = R \cdot \varphi \quad (5.48)$$

5.5 Lineární změna $\tan \beta$ v závislosti na souřadnici ξ

Jedním z možných způsobů, jakým lze navrhnout střednici lopatky, je metoda $\tan \beta$ lineární. Výhoda této metody spočívá v dobrých pevnostních vlastnostech takto navržené lopatky a v absenci inflexního bodu lopatky, který může nastat při návrhu metou $\tan \beta$ kvadratická. Nevýhodou u této metody je, že nelze ovlivnit úhel opásání, a tak může nastat situace, kdy lopatka svírá s nosným diskem malý úhel, což má za následek značné prodloužení a zkosení odtokové hrany, a to nemusí být z výrobních důvodů vhodné [11].

Předpokládejme takovýto průběh funkce:

$$\tan \bar{\beta} = \frac{d\eta}{d\xi} = k_1 \xi + k_2 \quad (5.49)$$



Obrázek 5-8 Zobrazení střednice lopatky axiálního čerpadla s válcovým nábojem v konformním zobrazení s vyznačenými vstupními a výstupními úhly lopatky převzato z [15]

Po dosazení okrajových podmínek pro vstupní a výstupní hranu se z rovnice 5.49 určí konstanty k_1 a k_2 .

$$\xi = -\frac{h}{2} \quad tg\bar{\beta} = tg\bar{\beta}_1 \quad (5.50)$$

$$\xi = \frac{h}{2} \quad tg\bar{\beta} = tg\bar{\beta}_2 \quad (5.51)$$

$$k_1 = \frac{tg\bar{\beta}_2 - tg\bar{\beta}_1}{h} \quad (5.52)$$

$$k_2 = \frac{tg\bar{\beta}_1 + tg\bar{\beta}_2}{2} \quad (5.53)$$

Konstanty se dosadí do rovnice 5.49 a rovnice se integruje.

$$d\eta = (k_1\xi + k_2)d\xi \quad (5.54)$$

$$\eta = k_1 \frac{\xi^2}{2} + k_2\xi + k_3 \quad (5.55)$$

$$\eta = \frac{tg\bar{\beta}_2 - tg\bar{\beta}_1}{2h}\xi^2 + \frac{tg\bar{\beta}_1 + tg\bar{\beta}_2}{2}\xi + k_3 \quad (5.56)$$

Pokud vstupní hranu profilu uložíme do osy ξ lze psát okrajovou podmínku a určit konstantu k_3 :

$$\xi = -\frac{h}{2} \quad \eta = 0 \quad (5.57)$$

$$k_3 = \frac{h}{8}(tg\bar{\beta}_2 + 3tg\bar{\beta}_1) \quad (5.58)$$

Výsledná rovnice má potom tvar:

$$\eta = \frac{tg\bar{\beta}_2 - tg\bar{\beta}_1}{2h}\xi^2 + \frac{tg\bar{\beta}_1 + tg\bar{\beta}_2}{2}\xi + \frac{h}{8}(tg\bar{\beta}_2 + 3tg\bar{\beta}_1) \quad (5.59)$$

5.6 Návrh lopatky na základě teorie leteckých profilů – NACA profilů

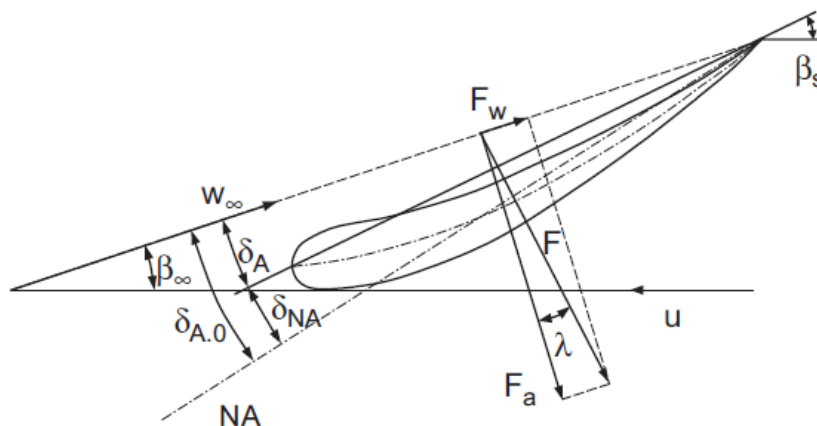
V kapitole 5.6 byl použit zdroj [2].

Tato metoda byla použita jako první k návrhu lopatky čerpadla s trubkovým motorem. Po prvotních CFD analýzách bylo zjištěné velké zakřivení lopatky, což mělo za následek odtrhávání proudu od lopatky. Postupný „rovnáním“ lopatky bylo v podstatě dosaženo návrhové cesty lineární změna $tg\bar{\beta}$ v závislosti na souřadnici ξ . Proto zde nebudou detailně popsány některé kroky, které bylo nutné při návrhu provést.

Při použití této metody je cílem zjistit vztlakový součinitel lopatky na příslušném válcovém řezu axiálního stroje. Vztlakový součinitel je možné spočítat z rovnice 5.60.

$$\xi_a = \frac{2 \cdot g \cdot H_{th} \cdot c_m \cdot \cos \lambda \cdot t}{u \cdot w_{\infty}^2 \cdot \sin(\beta_{\infty} + \lambda) \cdot L} \quad (5.60)$$

Veličiny λ , w_∞ , β_∞ jsou zřejmé z obrázku 5-2 a 5-9. Kosinus λ je možné položit přibližně rovno jedné, protože klouzavý úhle λ je u profilů zpravidla menší než 5° . Obdobně lze upravit výraz $\sin(\beta_\infty + \lambda) \approx \sin \beta_\infty$.



Obrázek 5-9 Letecký profil převzato z [2] F_a – vztaková síla, F_w – odporová síla, w_∞ – střední aerodynamická rychlost v lopatkové mříži, β_∞ – úhel střední aerodynamické rychlosti, β_s – úhel postavení lopatky v lopatkové mříži, λ – klouzavý úhel, δ_A – úhel náběhu, δ_{a0} – úhel náběhu vztahený k úhlu nulového vztaku na profil, δ_{NA} – úhel náběhu při kterém je nulový vztlak na profil

Parametr t je rozteč mezi lopatkami na válcové ploše:

$$t = \frac{2\pi r}{z} \quad (5.61)$$

Tuhosť lopatky na krycím disku je možné určiť z empirickej rovnice 5.62.

$$\sigma_a = \left(\frac{L}{t}\right)_a = 0,7 \left(\frac{200}{n_a}\right)^{0,46} \quad (5.62)$$

Dále je doporučeno volit poměr délek lopatky na náboji a krycím disku $L_i/L_a = 0,7-0,9$. Potom lze určit tuhost lopatky na náboji.

$$\sigma_i = \left(\frac{L}{t}\right)_i \quad (5.63)$$

Relativní výška lopatky měřená od náboje je definována:

$$h = \frac{r - r_i}{r_a - r_i} \quad (5.64)$$

Nyní je možné určit délky lopatky na jednotlivých proudnicích.

$$\frac{L}{L_g} = \frac{L_i}{L_g} + f_1 h + f_2 h^2 + f_3 h^3 \quad (5.65)$$

Konstanty f_3 a f_2 musí být vhodně zvoleny tak, aby bylo dosaženo hladké náběžné a odtokové hrany. Konstanta f_1 se určí z rovnice 5.66.

$$f_1 = 1 - \frac{L_i}{L_a} - f_2 - f_3 \quad (5.66)$$

Nyní již lze získat pro všechny proudnice tuhost lopatky σ a z rovnice 5.60 lze určit příslušné vztahové součinitele a následně vybrat NACA profil. Pravidla výběru NACA profilu lze nalézt v [2] str. 440. Jestliže je vybrán vhodný NACA profil, potom je známá jeho y souřadnice střednice ($y_{c,base}$) a vztahový součinitel profilu ($\xi_{a,base}$). Změnou prohnutí střednice lze ovlivnit vztahový součinitel profilu. Takže je možné profil přizpůsobit na požadovaný vztahový součinitel podle rovnice 5.67.

$$y_c = y_{c,base} \frac{\xi_a}{\xi_{a,base}} \quad (5.67)$$

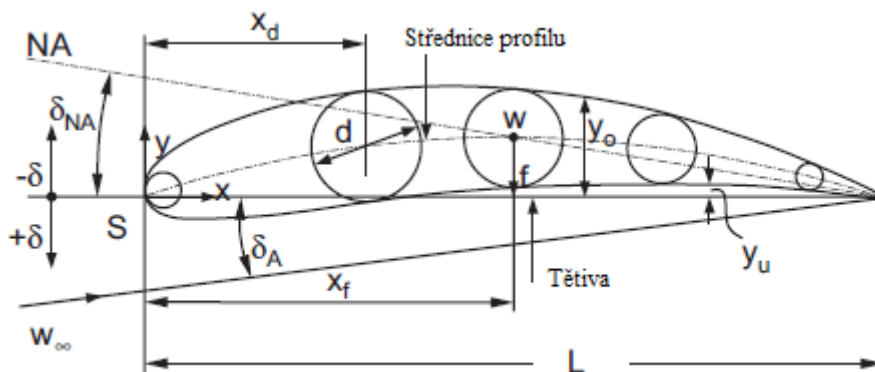
Ještě je třeba určit úhel postavení lopatky v lopatkové mříži β_s .

$$\beta_s = \beta_\infty + \delta_A \quad (5.68)$$

Úhel náběhu je možné určit z rovnice 5.69. Poměr $d\xi_a/d\delta_A$ v rovnici 5.69 jsem na základě [2] str. 429 zvolil 0,1. Úhel náběhu, při kterém je nulový vztah na profil δ_{NA} , se určí z rovnice 5.70, kde f je maximální prohnutí profilu měřené k těživě profilu (obrázek 5-10) a x_f je vzdálenost maximálního prohnutí profilu k náběžné hraně profilu.

$$\delta_A = \delta_{NA} + \frac{\xi_a}{d\xi_a/d\delta_A} \quad (5.69)$$

$$\delta_{NA} = -atan\left(\frac{f}{1 - x_f}\right) \quad (5.70)$$



Obrázek 5-10 Letecký profil převzato z [2]

Jakmile je určená střednice profilu a úhel postavení lopatky v lopatkové mříži je možné profil pomocí konformních transformací převést na příslušný válcový řez. Následně je možné převést střednice lopatky do modelářského softwaru například Turbogridu (ANSYS), kde už lze snadno přidělit lopatce požadovanou tloušťku. Je ale možné postupovat i jinak. Po určení střednice profilu lze dopočítat body, které leží na povrchu profilu⁴. Tyto body je možné převést

⁴ Rovnice k dopočtení bodů na povrchu profilu, popřípadě tabulky se souřadnicemi lze nalézt v [16].

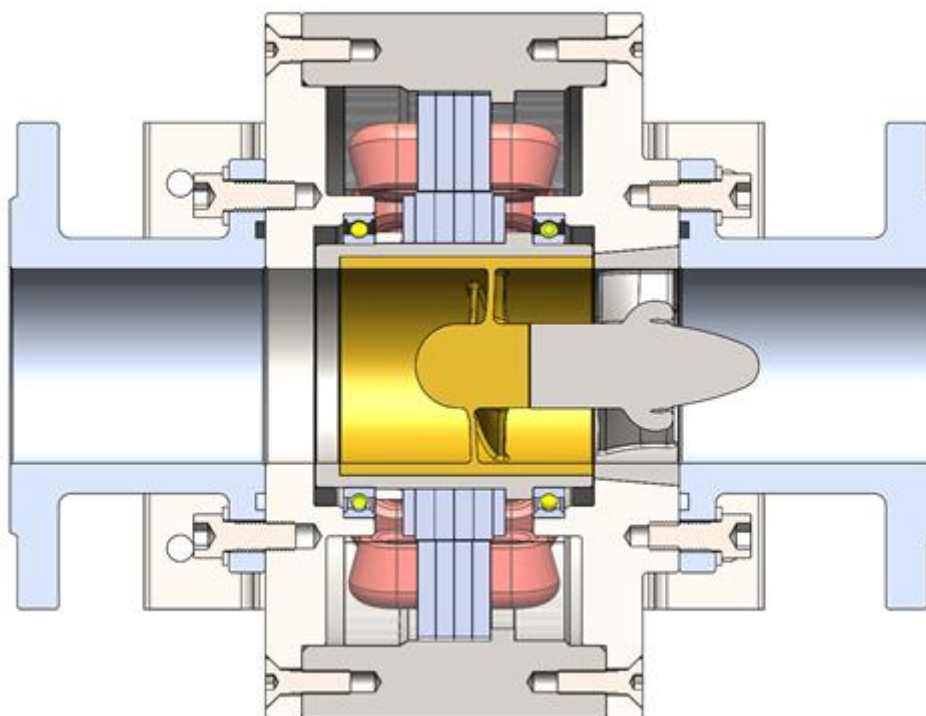
konformní transformací na příslušný válcový řez lopatky. Transformované body povrchu lopatkového profilu je možné v 3 D modelářském softwaru propojit vhodnou křivkou, a tak vznikne válcový řez lopatkou. Spojením několika takovýchto řezů dostaneme lopatku. Tento způsob má tu výhodu, že lze použít téměř jakýkoliv 3 D modelářský software k vytvoření lopatky, ale je dosti pracný, zejména v prvotní fázi návrhu lopatky, kdy je třeba tvar značně obměňovat na základě CFD výpočtu. Především však neexistuje omezení při výběru NACA série. Turbogrid totiž disponuje jen distribucí tloušťky profilu, která se používá u série NACA 64.

Ve [2] jsou uvedené i vztahy na korekce úhlů lopatky s ohledem na úhel náběhu a deviační úhel kapaliny. Rovnice vychází z výzkumu agentury NASA, která 60-70. letech hledala vhodné letecké profily na konstrukce turbokompresorů. Uvedené empirické vztahy jsou výsledkem experimentálního měření lopatkových mříží, kde byly použity profily série NACA 65 a Double-circular-arc blades. Médium, které bylo při experimentech použito, byl vzduch [17].

6 Měření charakteristik axiálního čerpadla s prstencovým elektromotorem (SMART čerpadlo)

6.1 Popis konstrukce, návrhové parametry čerpadla

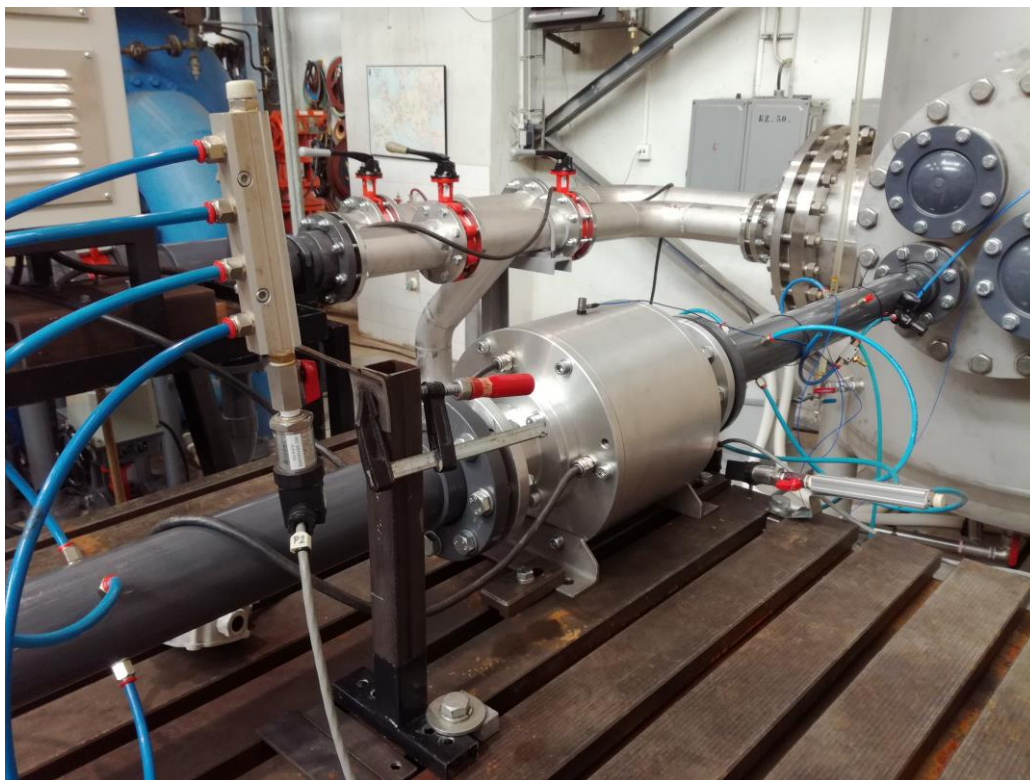
Základním prvkem čerpadla je prstencový elektromotor, který vznikl speciálně pro tuto aplikaci ve spolupráci s fakultou Elektrotechniky VUT v Brně. Elektromotor se skládá z vnější statorové části a vnitřní rotorové části. Do dutiny rotoru elektromotoru je nalisováno axiální oběžné kolo čerpadla. Rotor je uložen ve valivých kuličkových ložiscích. Ložiska jsou uložena ve víkách čerpadla a utěsněna gufery. Za výstupem z oběžného kola čerpadla se nachází lopatkový rozvaděč. Elektromotor je napájen frekvenčním měničem. Hydraulika oběžného kola byla navržena na základě známého čerpadla a přizpůsobena na daný průměr pomocí afinních vztahů. Parametry návrhového bodu jsou uvedeny v tabulce 6-1.



Obrázek 6-1 Axiální čerpadla s prstencovým elektromotorem
(SMART čerpadlo)

Otáčky	Průtok	Měrná energie	Příkon	Účinnost
n [ot/min]	Q [m ³ /s]	Y [J/kg]	P [W]	η [-]
4200	0,01198	43,73	727,64	0,718

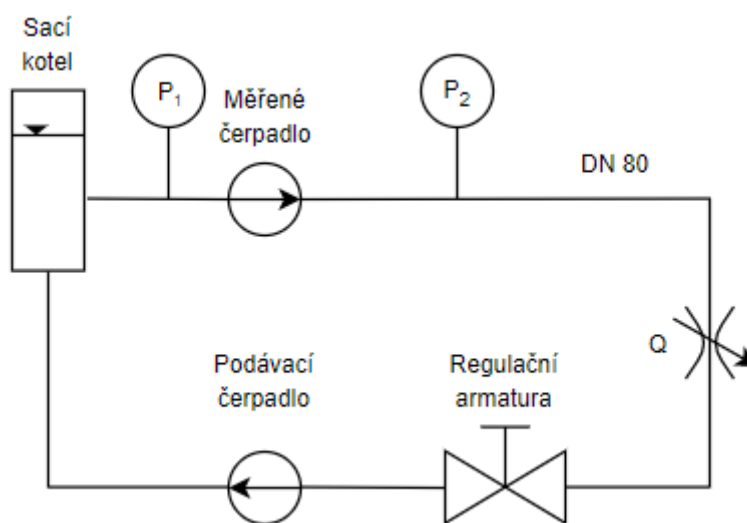
Tabulka 6-1 Návrhový bod čerpadla



Obrázek 6-2 Detail čerpadla v měřicí trati

6.2 Popis měřicí tratě

Čerpadlo nasává vodu ze sacího kotle, který slouží jako zásobník vody. Mezi sacím kotlem a SMART čerpadlem se nachází kolektorový odběr tlaků na sání čerpadla p_1 . Na výtlaku čerpadla je umístěn druhý kolektorový odběr tlaků p_2 . Následuje průtokoměr, regulační armatura a podávací čerpadlo. Podávací čerpadlo bylo nutné použít z důvodu navýšení průtočnosti tratě, aby mohla být proměřená celá charakteristika SMART čerpadla. Rozměr sacího a výtlačného potrubí čerpadla je DN 80.



Obrázek 6-3 Schéma měřicí tratě



Obrázek 6-4 Měřicí trať

6.3 Měřené veličiny

Průtok	Tlak na sání čerpadla	Tlak na výtlaku čerpadla	Zrychlení	Proud	Teplota vody
Q	P₁	P₂	a	I	t
[m ³ /s]	kPa	kPa	g	A	°C

Tabulka 6-2 Měřené veličiny

6.4 Použitá měřicí technika

- P₁** snímač tlaku DMP 331, výrobce BD SENZORS s.r.o. Uh. Hradiště, měřicí rozsah 250 kPa (A), přesnost $\pm 0,25 \%$ z rozsahu, proudový výstup 0-20 mA, v.č. 1495463
- P₂** snímač tlaku DMP 331, výrobce BD SENZORS s.r.o. Uh. Hradiště, měřicí rozsah 250 kPa (A), přesnost $\pm 0,25 \%$ z rozsahu, proudový výstup 0-20 mA, v.č. 1495467
- Q** indukční průtokoměr typ MQI99-SN, výrobce ELA Brno, DN50, měřicí rozsah 0-20 l/s, přesnost $\pm 0,3 \%$ z měřené hodnoty v rozsahu $10 \div 100 \%$ Q_{\max} , proudový výstup 4-20 mA, v.č. 09544
- a** piezoelektrický snímač zrychlení PCB 352C03, výrobce PCB Piezotronics, měřicí rozsah ± 500 g pk, přesnost $\pm 1 \%$ z rozsahu, v.č. LW139776
- I** analogový ampérmetr PK110, měřicí rozsah 0-600 A
- t** odporový teploměr PTP 55, výrobce Rawet, měřicí rozsah $-5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ až $50 \text{ }^{\circ}\text{C}$, přesnost $\pm 0,5 \%$ z rozsahu, proudový výstup 4-20 mA, v.č. 3111035

Napájení snímačů tlaku – stejnosměrný stabilizovaný zdroj NZ 224 Rawet, UN=24 V, v.č. 9910027.

Elektrické signály snímačů byly zpracovány průmyslovým počítačem s měřicí kartou National Instrument. Počítač je vybaven měřícím softwarem LabView 2015 pro měření energetických charakteristik hydraulických zařízení. Frekvence vzorkování 2000 Hz, doba ustáleného měření 30 s.

6.5 Měřené varianty čerpadla

Dvoubřítá gufera – bez pružinek

První sada dat byla získána měřením čerpadla s dvoubřítými guferami. Níže uvedené tabulky s elektrickými příkony byly získány v této fázi měření. Gufera byla uložena otevřenou stranou na stranu motoru. Protože v konfiguraci dvoubřítých gufer s pružinkami šlo rotorem jen velmi těžko otočit, bylo přistoupeno k vyjmutí pružinek z důvodu snížení třecích ztrát na guferech. V tomto režimu měření docházelo k mírnému průsaku vody přes gufera. To se projevilo odkapáváním vody z kontrolního vývodu z prostoru spáry mezi rotorem a statorem čerpadla. Protože však nebylo dosaženo předpokládaných návrhových hodnot čerpadla, bylo přistoupeno k následujícím krokům. Po demontáži čerpadla bylo zjištěno, že jedno z gufer nebylo dolisováno do konce drážky, a tak pravděpodobně docházelo k čelnímu styku s ložiskem, a tím k brždění ložiska. Taktéž byly přeměřeny rozměry osazení pro gufera a bylo shledáno, že průměry děr byly vyrobeny na spodním mezním rozměru, respektive některá měření ukazovala, že mírně pod ním. Proto bylo rozhodnuto o přesoustružení osazení na horní mezní rozměr a použití gufer jednobřítých za účelem snížení třecích ztrát.

Jednobřítá gufera – bez pružinek – otevřená strana gufer na straně motoru

U této konfigurace docházelo k značnému průtoku vody přes gufera. Proto nedošlo ani k proměření charakteristiky čerpadla.

Jednobřítá gufera – s pružinkami – otevřená strana gufer na straně motoru

U této varianty měření docházelo k značnému průsaku vody přes gufera, takže vývod vody z motorové části byl kanalizován zpět do sacího potrubí. Byl pozorován rozdíl v naměřených proudových hodnotách v závislosti na způsobu zaústění vývodu. Pokud byl konec hadičky volně ponechán v atmosféře, tak došlo k mírnému poklesu proudu asi o 0,8 A oproti variantě zaústění hadičky do sacího potrubí.

Jednobřítá gufera – s pružinkami – otevřená strana gufer na straně motoru – přívod tlakového vzduchu do motorové spáry

V tomto případě byl do kanalizační hadičky vyvedené ze spáry mezi statorem a rotorem přiveden tlakový vzduch. Cílem bylo vytlačit vodu ze spáry. Sběr dat nebyl zahájen, protože tlakový vzduch nedokázal přetlačit tlak vody generovaný čerpadlem.

Jednobřítá gufera – otevřená strana gufer na straně kapaliny (v grafech uvedeno jako jednobřítá gufera otočená)

Varianta, u které nebyl zaznamenán úkap z kontrolního vývodu. Po demontáži čerpadla však bylo možné najít stopy vody mezi statorem a rotorem elektromotoru.

Bez gufer

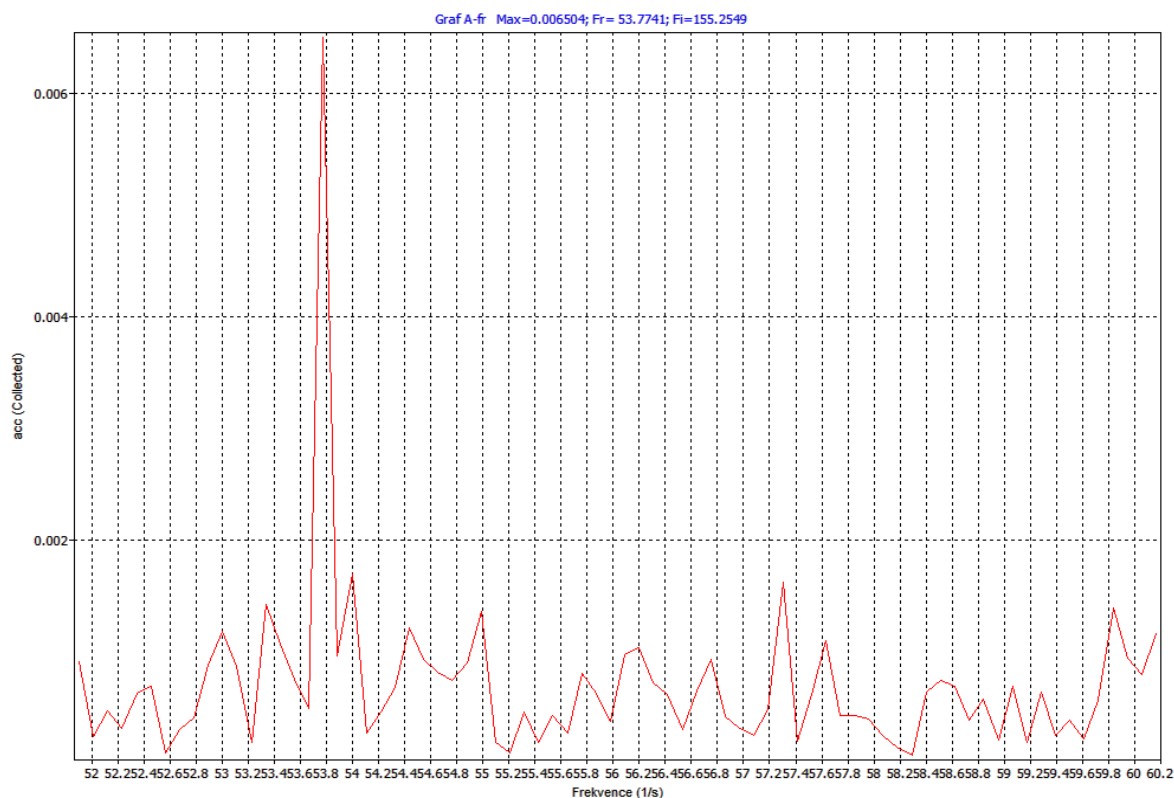
Z čerpadla byla vyjmuta gufera. Docházelo ke zpětnému průtoku z výtlaku čerpadla přes ložiska a spáru mezi rotorem a statorem zpět na sání čerpadla. Měření bylo provedeno ve dvou modifikacích. První varianta byla s uzavřeným kontrolním vývodem. Veškerý zpětný průtok se vracel před oběžné kolo. Druhá varianta byla s připojením kontrolního vývodu do sacího potrubí, takže část zpětného průtoku se vracela před oběžné kolo a druhá část průtoku do sacího potrubí. Rozdíl však na naměřených datech nebyl poznat, proto zde druhá varianta nebude uvedena.

Měření s dvoubřítými guferami na vzduchu

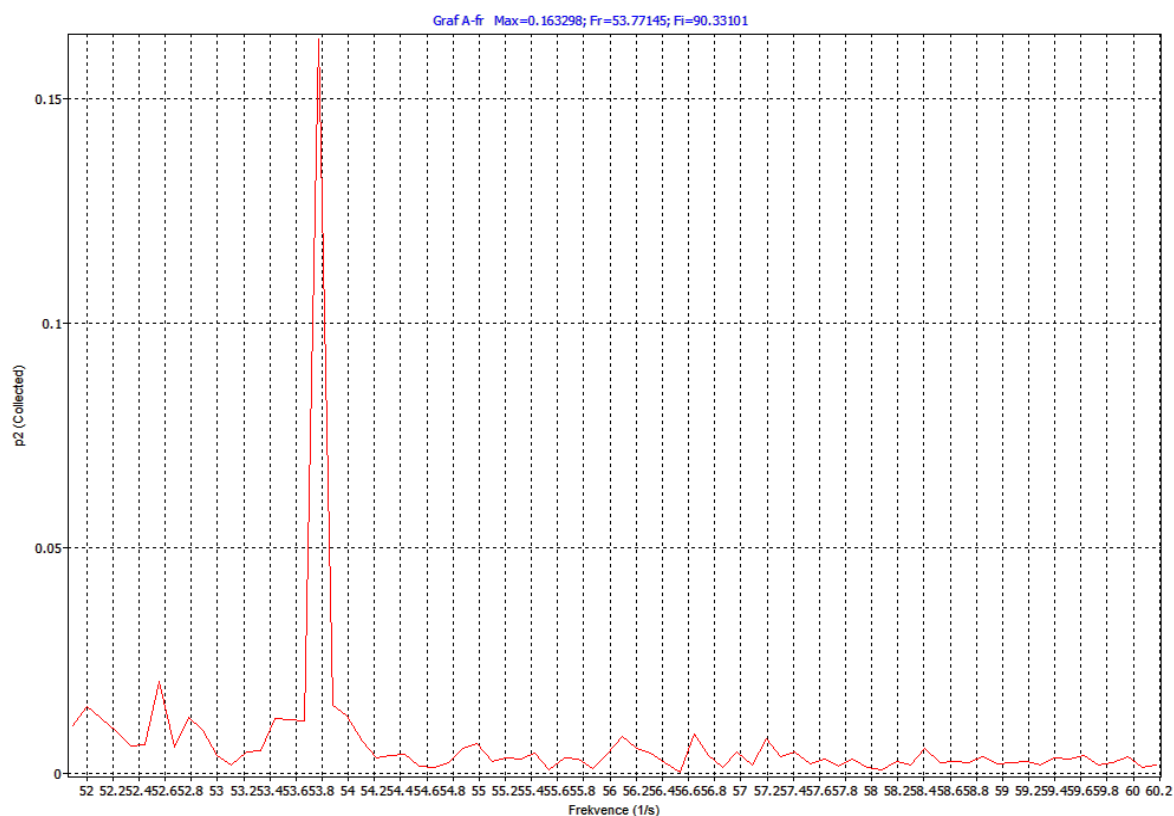
Cílem tohoto měření bylo stanovit ztrátový příkon, na jehož základě by mohla být stanovena hydraulická účinnost čerpadla. Měření se potvrdil předpoklad, že ztrátový moment není funkcí otáček, ale je konstantní. Nicméně pokud došlo ke srovnání příkonů naměřených na vzduchu s příkony naměřenými na vodě, tak příkony naměřené na vzduchu byly vyšší než příkony naměřené na vodě při stejném nastavení frekvence napětí na frekvenčním měniči, takže výsledky nebylo možné použít ke stanovení hydraulické účinnosti čerpadla.

6.6 Měření a vyhodnocení výsledků

Měření bylo provedeno pro dvě hodnoty otáček čerpadla, které odpovídají nastavení frekvence napětí na frekvenčním měniči. Konkrétně 3300 ot/min přibližně odpovídá 110 Hz na frekvenčním měniči a 4800 ot/min přibližně odpovídá 160 Hz na frekvenčním měniči. Otáčky čerpadla byly stanoveny pomocí Fourierovy transformace signálu ze záznamu tlaku $p = f(t)$ a zrychlení $a = f(t)$. Snímač zrychlení byl umístěn na statoru elektromotoru čerpadla (obrázek 6-2). Porovnáním grafů 6-1 a 6-2 byla stanovena otáčková frekvence čerpadla v tomto případě přibližně na 53,8 Hz.



Graf 6-1 Amplitudo frekvenční charakteristika ze záznamu zrychlení



Graf 6-2 Amplitudo frekvenční charakteristika ze záznamu tlaku p_2

Příkon čerpadla byl určen z měření elektrického příkonu na frekvenčním měniči. K tomuto měření byla přizvána fakulta Elektrotechniky VUT v Brně z jejichž měření vyplynuly následující tabulky pro variantu s dvoubřítými gufery.

110 Hz							
č. měření	U_c [V]	I_c [A]	PF_c [-]	P_c [W]	U_1 [V]	I_1 [A]	P_1 [W]
1	354,1	5,67	0,419	1457	248,4	5,64	1437
2	354,3	5,58	0,411	1407	248,2	5,55	1380
3	354,3	5,64	0,416	1439	248,7	5,63	1425
4	354,6	5,69	0,421	1471	248,4	5,63	1436
5	354,8	5,66	0,418	1456	248,2	5,60	1411
6	354,4	5,68	0,418	1454	248,2	5,66	1452
7	354,2	5,64	0,417	1442	247,7	5,64	1438
8	353,8	5,61	0,415	1426	248,2	5,54	1384
9	354,2	5,68	0,421	1466	248,1	5,67	1447
10	354,0	5,74	0,426	1498	248,6	5,74	1480
11	353,9	5,79	0,430	1525	248,1	5,77	1499
12	353,9	5,83	0,432	1538	248,8	5,81	1529
13	353,4	5,92	0,440	1593	247,6	5,89	1566
14	354,0	6,07	0,449	1670	247,5	6,04	1652
15	353,7	6,15	0,454	1710	247,3	6,13	1683
16	354,3	5,46	0,400	1340	248,7	5,43	1307

Tabulka 6-3 Příkony pro variantu čerpadla s dvoubřítými gufery. Frekvence napětí 110 Hz.

160 Hz							
č. měření	U _c [V]	I _c [A]	PF _c [-]	P _c [W]	U ₁ [V]	I ₁ [A]	P ₁ [W]
1	423,4	6,37	0,557	2600	355,9	6,32	2572
2	423,3	6,42	0,560	2635	356,0	6,42	2632
3	423,1	6,53	0,566	2708	356,2	6,51	2697
4	422,3	6,58	0,569	2737	355,3	6,54	2716
5	423,0	6,70	0,574	2818	356,1	6,64	2793
6	422,4	6,72	0,576	2830	355,8	6,68	2819
7	422,3	6,80	0,579	2877	354,4	6,77	2864
8	422,1	6,98	0,586	2988	355,6	6,90	2942
9	422,3	7,06	0,588	3036	354,3	7,04	3015
10	422,6	7,09	0,589	3052	354,9	7,04	3026
11	422,5	6,91	0,583	2946	354,9	6,89	2940
12	422,8	7,04	0,587	3024	355,4	7,00	2997
13	422,0	7,21	0,593	3128	355,1	7,11	3060
14	422,3	7,29	0,595	3172	355,0	7,20	3125
15	421,9	7,60	0,603	3356	354,1	7,59	3347
16	422,0	7,70	0,605	3404	354,5	7,68	3403
17	422,5	7,65	0,604	3378	354,7	7,55	3321
18	423,5	6,38	0,559	2625	355,7	6,38	2615

Tabulka 6-4 Příkony pro variantu čerpadla s dvoubřítými guferý. Frekvence napětí 160 Hz.

Příkony u variant jednobřítá gufera a čerpadlo bez gufer byly z důvodu náročnosti měření a pouze informativního charakteru měření stanoveny následujícím způsobem. Měřen byl pouze proud na frekvenčním měniči. Power factor (PF_c) byl stanoven pomocí naměřených dat z varianty dvoubřítá gufera. Z tohoto měření byla vynesena závislost power factoru na proud. Body byly proloženy lineární funkcí (graf 6-3 a 6-4), pomocí kterých bylo možné stanovit power factor pouze na základě odečteného proudu na frekvenčním měniči. Předpokládalo se, že napětí na frekvenčním měniči se při daném nastavení frekvenčního měniče nemění, respektive se spočetly průměrné hodnoty napětí z tabulky 6-3 a tabulky 6-4 Příkon byl stanoven z rovnice 6.1.

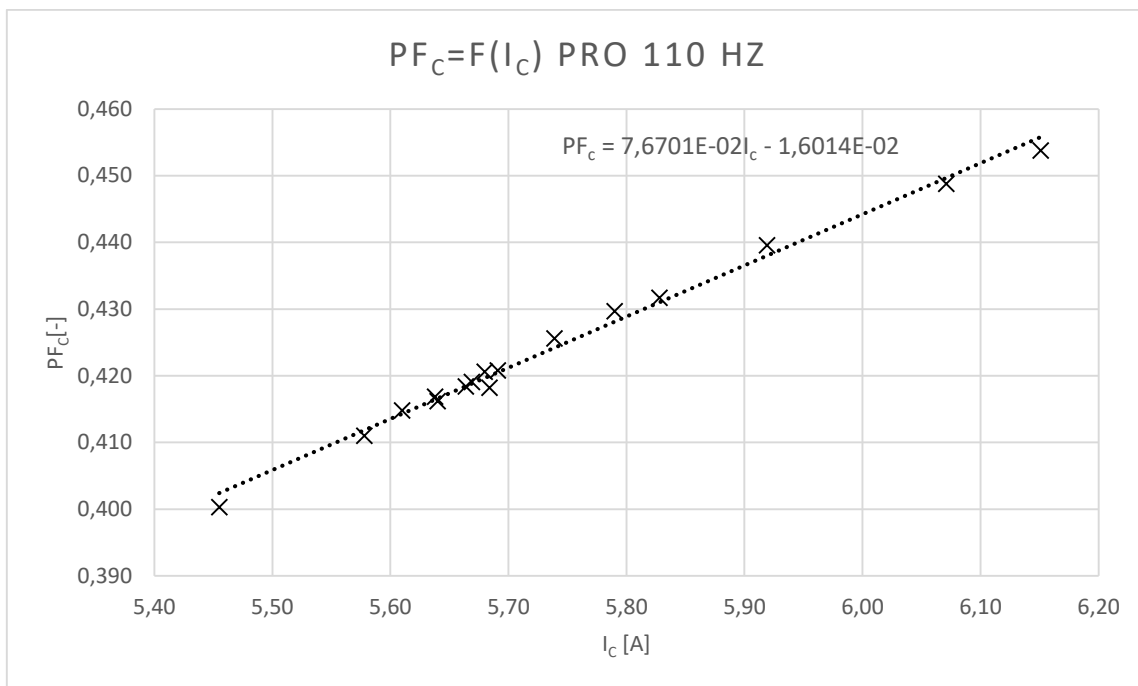
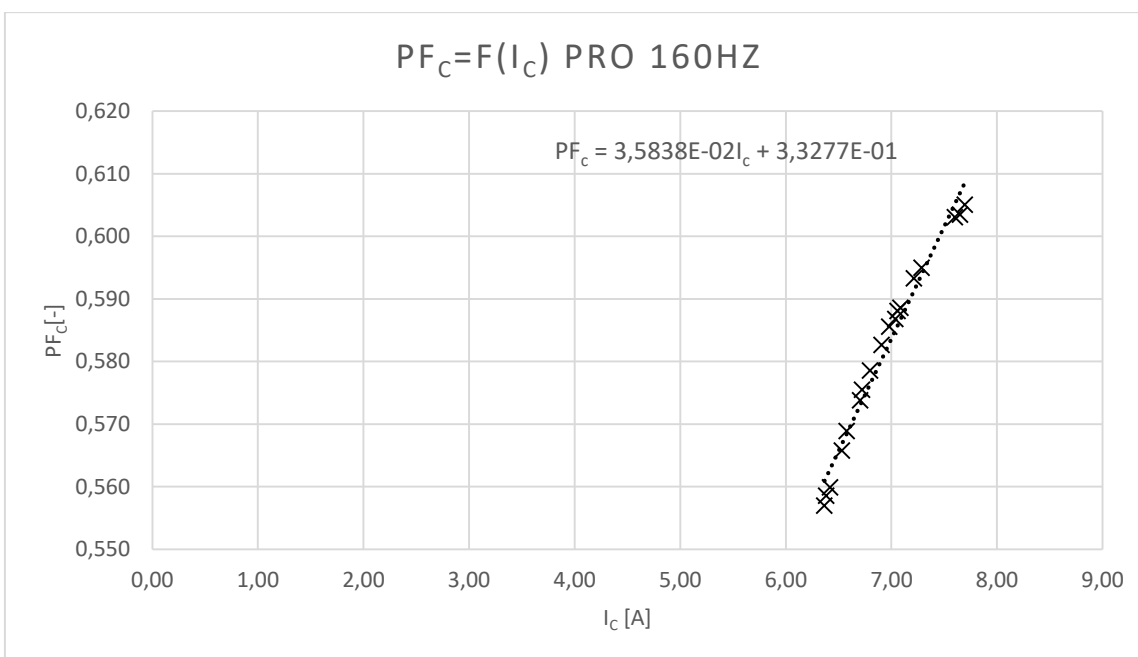
$$P = U_{st} \cdot I \cdot PF_c \cdot \sqrt{3} \quad (6.1)$$

Měrná energie čerpadla byla stanovena podle rovnice 5.8. Rozdíl výšek tlakových snímačů byl určen z naměřených tlaků při vypnutém čerpadle a zavodněné trati podle rovnice 6.2.

$$\Delta H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} \quad (6.2)$$

Účinnost čerpadla byla stanovena na základě rovnice 6.3.

$$\eta = \frac{\rho \cdot Y \cdot Q}{P} \quad (6.3)$$

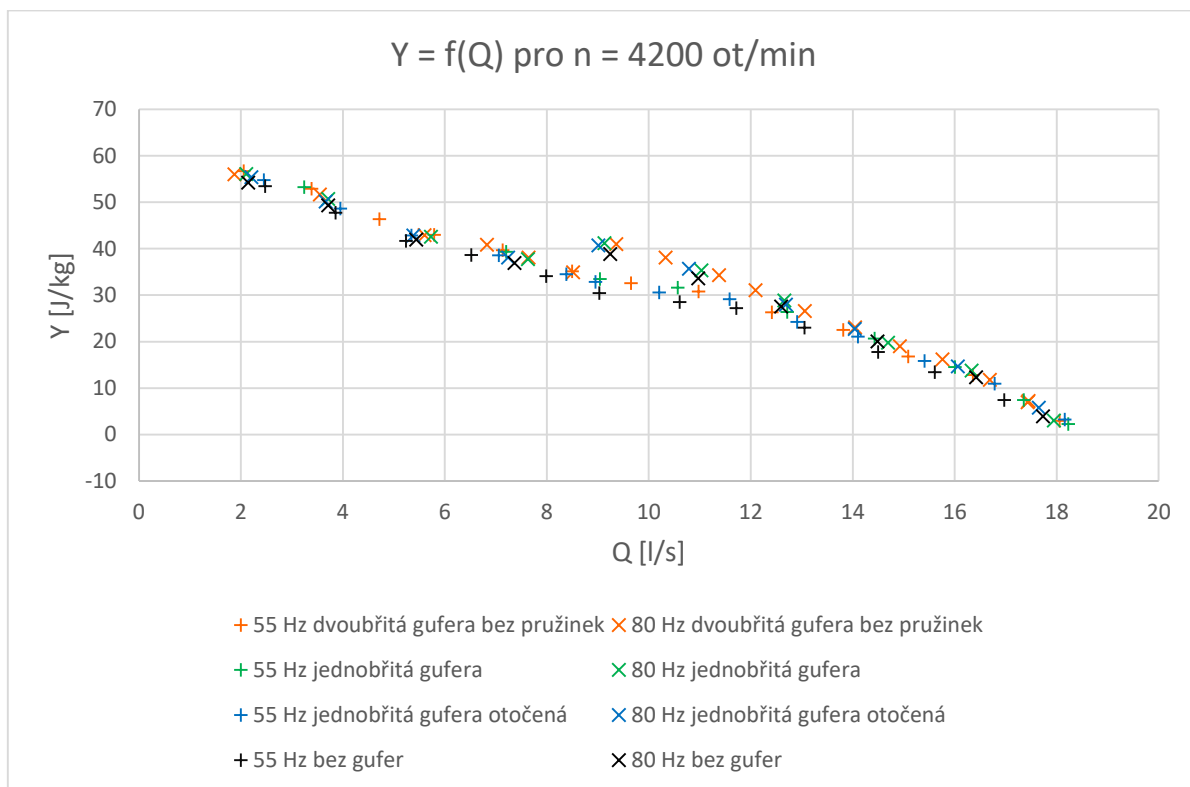
**Graf 6-3 Závislost power factoru na proudu pro frekvenci napětí 110 Hz****Graf 6-4 Závislost power factoru na proudu pro frekvenci napětí 160 Hz**

Veličiny potřebné k určení charakteristiky čerpadla byly přepočteny pomocí afinních vztahů na otáčky 4200 ot/min (rovnice 6.4, 6.5, 6.6).

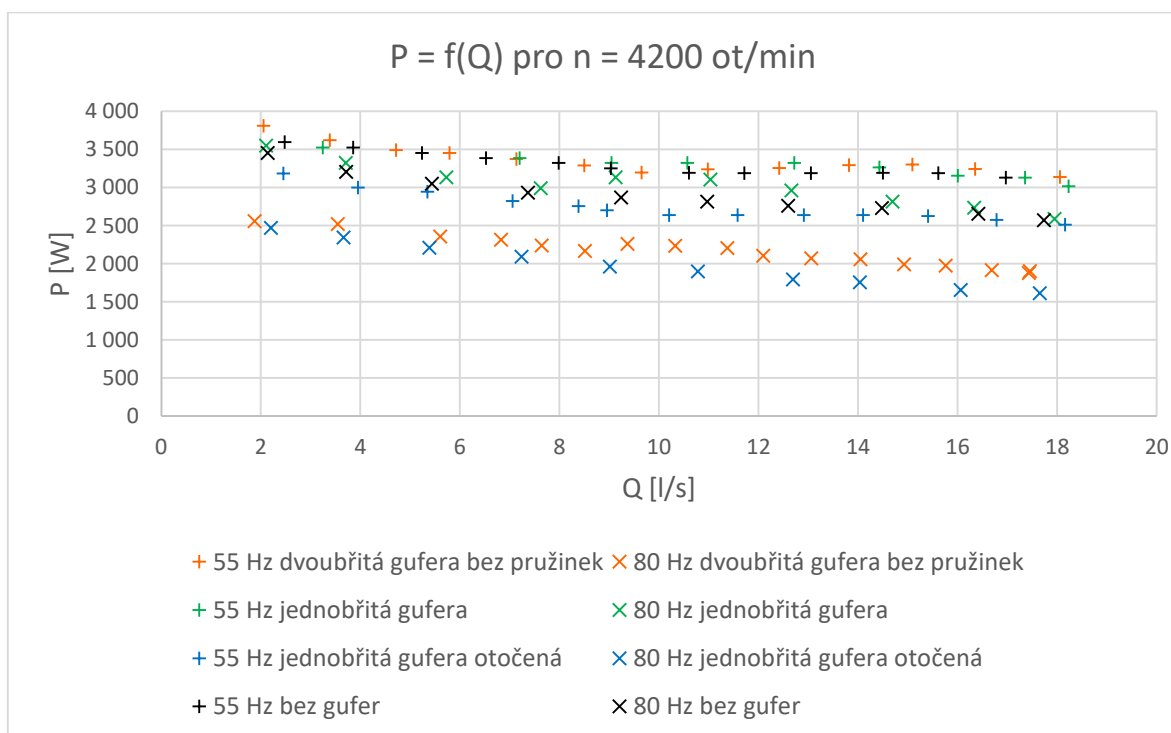
$$\frac{Q}{Q_m} = \frac{n}{n_m} \quad (6.4)$$

$$\frac{Y}{Y_m} = \left(\frac{n}{n_m} \right)^2 \quad (6.5)$$

$$\frac{P}{P_m} = \left(\frac{n}{n_m}\right)^3 \quad (6.6)$$



Graf 6-5 Proměřené body Q-Y charakteristiky čerpadla pro všechny měřené varianty



Graf 6-6 Proměřené body P-Q charakteristiky čerpadla pro všechny měřené varianty



6.7 Závěry z měření, návrh konstrukčních opatření za účelem snížení ztrát

Cílem diplomové práce bylo stanovit charakteristiku čerpadla s prstencovým motorem a posoudit ztráty v tenké hydrodynamické spáře. Po prvotním proměření čerpadla a vyhodnocení výsledků bylo zjevné, že v charakteristice účinnosti čerpadla se nepodařilo přiblížit předpokládané účinnosti v návrhovém bodě. Vyskytly se totiž problémy s utěsněním motorové části čerpadla pomocí gufer.

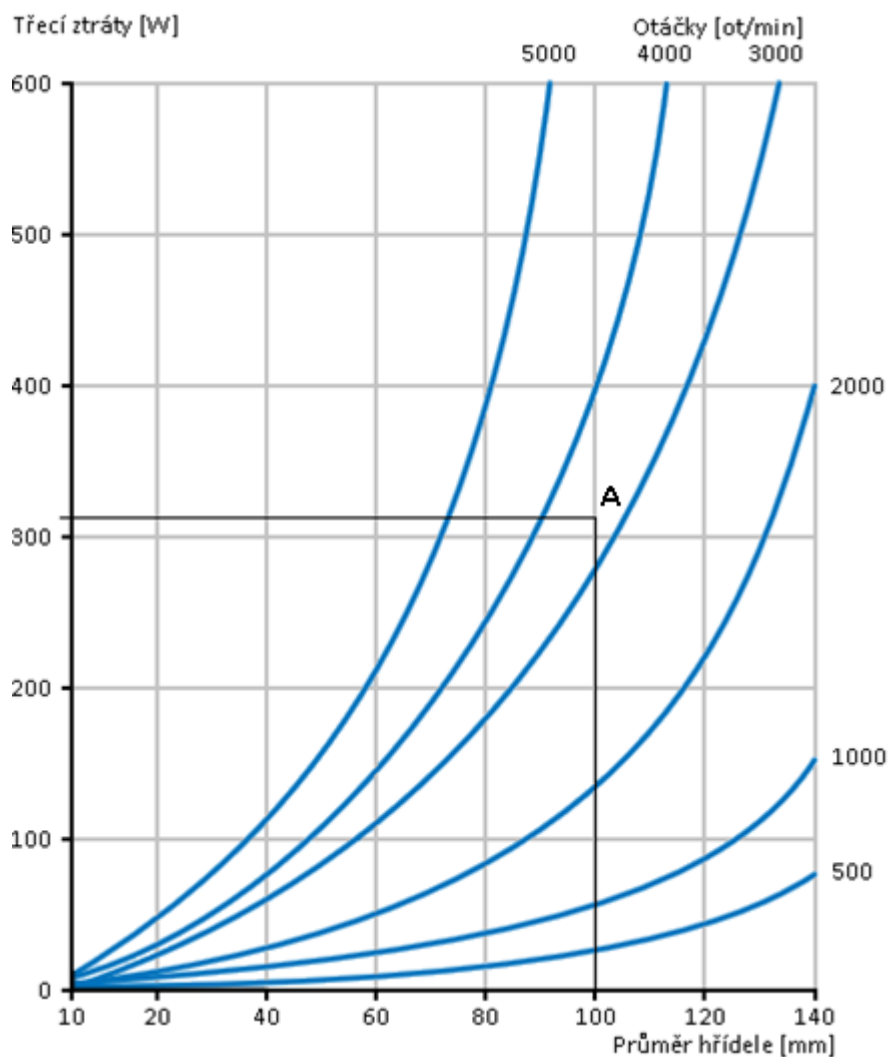
V původním konstrukčním návrhu bylo zvoleno těsnění pomocí dvojice dvoubřítých gufer. Po sestavení čerpadla však nebylo možné s rotorem otočit. Proto před prvním měření došlo k vymezení axiální vůle čerpadla a to přidáním podložek mezi víko čerpadla a stator elektromotoru. Po této úpravě došlo k uvolnění rotoru. Jak se po prvotním měření a následné demontáži čerpadla ukázalo, jedno z gufer nebylo dolisováno do konce drážky, takže docházelo k čelnímu styku s ložiskem. Proto pomohla úprava s vymezením vůle. Taktéž došlo k přeměření rozměrů vík čerpadla v místě uložení gufer. Při srovnání rozměrů s výrobním výkresem bylo zjištěno, že průměr osazení je vyroben na hranici dolního mezního rozměru, proto došlo k přesoustružení vík na horní mezní rozměr. Cílem bylo uvolnit sevření gufer. Od této chvíle se začaly zkoušet různé varianty měření čerpadla popsané v kapitole 6.5. Pro další měření byly z prostoru mezi víkem čerpadla a statorem elektromotoru odstraněny podložky, protože při správném nalisování gufer byla axiální vůle dostatečná.

Z grafu 6-7 je patrné, že nejvyšší účinnosti bylo dosaženo při měření čerpadla s jednobřítými gufer, které byly umístěny otevřenou stranou do kapaliny. Tato varianta i nejlépe těsnila. Jestliže dojde ke srovnání účinnosti čerpadla v návrhovém bodě a předpokládané účinnosti v návrhovém bodě, je tady rozdíl přibližně 50 %. Patrně největší podíl na velikosti rozdílu účinností budou mít ztráty třením na guferech. Z grafu 6-9 lze stanovit na základě průměru a otáček hřídele třecí ztrátu na guferu. Ta je pro otáčky 3300 ot/min a průměr hřídele 100 mm přibližně 310 W (bod A v grafu). Pro otáčky 4800 ot/min a průměr hřídele 100 mm ztrátu na guferu nelze určit, protože se dostáváme mimo oblast grafu. Lze ale říct, že by ztráta na guferu měla být větší než 600 W. Hodnoty určené z grafů jsou však jen velmi přibližné, protože graf platí pro konvenční jednobřítá gufera za předpokladu dobrého mazání [18]. Je ovšem potřeba zohlednit i další faktory, které graf nepostihuje. Například druh těsněného média, tlakovou diferencí na guferu, obvodovou rychlost hřídele, teplotu okolí, kvalitu povrchu hřídele [18]. Někteří výrobci gufer uvádějí i grafy nebo tabulky se závislostí difference tlaku na guferu na otáčkách hřídele. Zde platí závislost, že s narůstajícími otáčkami hřídele klesá difference tlaku, kterou je gufero schopné utěsnit (tabulka 6-5) [19]. Opět je ale třeba zohlednit již jmenované faktory a konkrétní typ gufera, které nejsou v těchto grafech (tabulkách) brány v potaz.

Max. tlaková diference [bar]	Max. otáčky hřídele [ot/min]	Max. obvodová rychlost [m/s]
0,5	1000	2,8
0,35	2000	3,15
0,2	3000	5,60

Tabulka 6-5 Maximální přípustné rychlosti hřídele, při kterých gufero utěsní danou tlakovou diferencí převzato z [19]

Ze srovnání hodnot předpokládané měrné energie v návrhovém bodě s naměřenou hodnotou (varianta jednobřítá gufera s pružinkami – otevřená strana gufer na straně kapaliny) vyplývá, že se měrná energie liší asi o 10 J/kg. Tento rozdíl může být zapříčiněn tím, že hydraulika oběžného kola byla přepočtena pomocí afinních vztahů ze známého čerpadla.



Graf 6-9 Třecí ztráty na guferech převzato z [18]

Při tomto přepočtu však nebyl zohledněn fakt, že čerpadlo, které bylo vzato jako vzor, je konstrukčně řešeno jako klasické axiální čerpadlo, tzn. při čerpání rotuje náboj s lopatkami a mezi oběžným kolem a „potrubím“ je spára. U čerpadla s prstencovým motorem se s nábojem a lopatkami otáčí i „potrubí“ (krycí disk čerpadla). Z konstrukčních důvodů uložení gufer a ložisek bylo nutné protáhnout část rotujícího krycího disku před vstupní hrany lopatek oběžného kola. Tyto dva faktory (rotující krycí disk axiálního čerpadla a protažený krycí disk před vstupní hrany lopatek) zapříčiňují to, že nelze srovnávat přepočtenou charakteristiku čerpadla s měřením. Protažení krycího disku před vstupní hranu lopatek způsobuje pravděpodobně před-rotaci kapaliny a v důsledku tohoto faktu dochází k poklesu měrné energie čerpadla. Tyto závěry by bylo vhodné v budoucnu ověřit CFD výpočtem.

Z pohledu ztrát v tenké hydrodynamické spáře lze změřením udělat následující závěr. Všechny měřené varianty čerpadla s gufer, u kterých docházelo jen k menším průsakům vody, vyšly s ohledem na účinnost čerpadla lépe než varianta bez gufer. Ze srovnání výsledků měření čerpadla bez gufer a čerpadla s jednobřítými gufer s pružinkami (otevřená strana gufer na straně motoru) vyplývá, že výsledky jsou prakticky shodné (při srovnání odpovídajících si frekvencí), protože u jednobřítých gufer docházelo ke značnému průsaku vody do spáry mezi rotorem a statorem.

Z porovnání Q-Y a Q-P charakteristiky vyplývá, že zatímco u Q-Y charakteristiky čerpadla lze tvrdit, že po přepočtu naměřených dat z otáček 3300 ot/min a 4800 ot/min na jednotné otáčky 4200 ot/min došlo k určité shodě výsledků měření, tak u Q-P charakteristiky čerpadla ke shodě nedošlo. Rozdíl může být zapříčiněn tím, že se příkon čerpadla nemění přesně s třetí mocninou, jak bylo předpokládáno v rovnici 6.6.

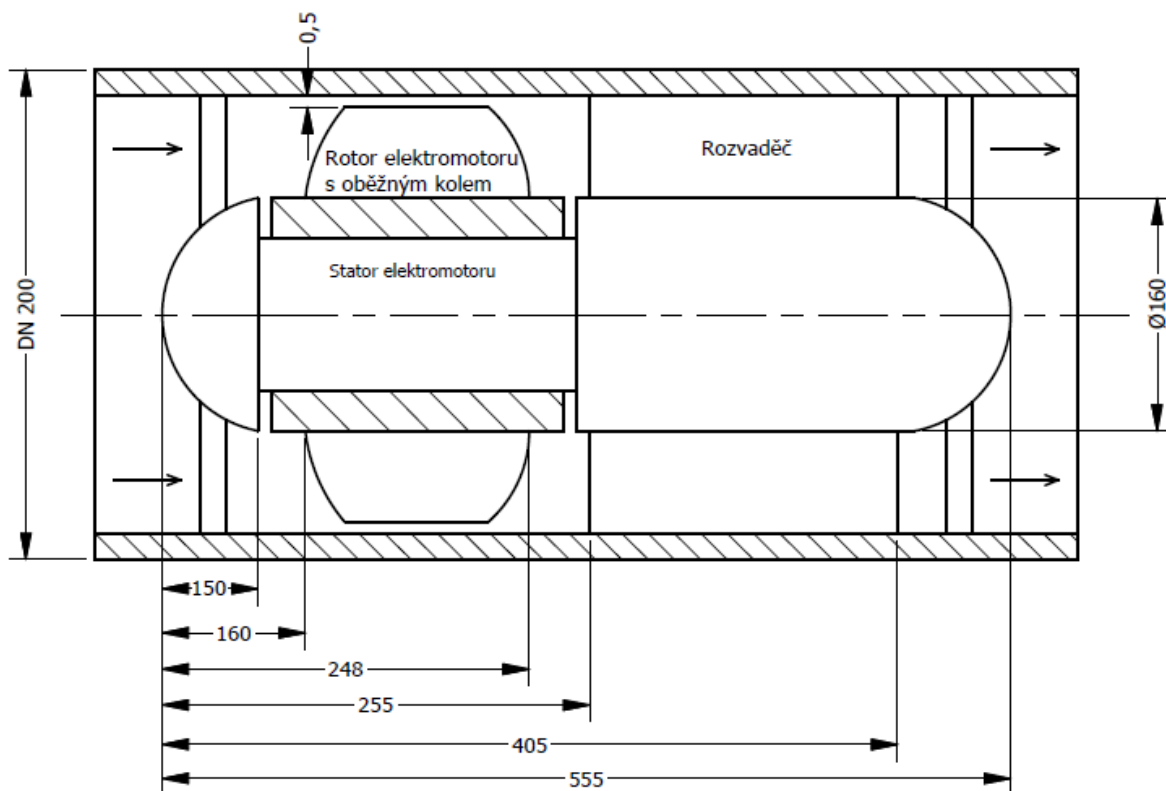
U varianty měření čerpadlo s dvoubřítými gufery na vzduchu bylo záměrem stanovit ztrátový příkon, pomocí kterého by mohla být určena hydraulická účinnost čerpadla, respektive ztráty v tenké hydrodynamické spáře. U tohoto měření bylo čerpadlo osazeno novými dvoubřítými gufery. Bohužel ztrátové příkony naměřené na vzduchu pro frekvenci napětí na frekvenčním měniči 110 Hz a 160 Hz byly vyšší než příkony naměřené při měření charakteristiky čerpadla. Z tohoto důvodu nebylo možné stanovit hydraulickou účinnost a ztráty v hydrodynamické spáře. Závěr, který lze z grafu 6-8 vyvodit je, že ztrátový moment čerpadla je konstantní a není funkcí otáček.

Nejistoty měření u charakteristik čerpadla nebyly stanoveny, a to především z důvodů různých způsobu měření elektrického proudu (popsáno v kapitole 6-6) a také charakteru měření, který se po prvotních problémech s čerpadlem ubíral směrem, zdali se nějakou modifikací těsnění čerpadla podaří výrazně zlepšit Q- η charakteristiku čerpadla.

Navrhnout nové konstrukční řešení těsnění SMART čerpadla nebude snadnou záležitostí. První fází by bylo vhodné spočítat pomocí CFD stávající oběžné kolo a určit Q-Y charakteristiku čerpadla, u které by mělo být dosaženo shody mezi návrhem a měřením. V druhé fázi potom navrhnout zkušební trať pravděpodobně se zmenšeným modelem oběžného kola čerpadla, na které by bylo možné měřit moment a otáčky na oběžném kole přímo dynamometrem. To by bylo možné udělat následovně. Rotor čerpadla by se osadil ozubeným kolem nebo řemenicí, ložiska rotoru by se uložila do ložiskových domečků a dynamometr by byl umístěný vedle oběžného kola a s rotorem čerpadla spojen řetězem (klínovým řemenem). Gufera by byla uložena v přírubě, která by byla nasazena na rotor čerpadla a druhá strana příruby napojena na sací (výtláčné) potrubí. Takto by bylo možné lépe analyzovat jevy, ke kterým v čerpadle dochází a zároveň by se zkušební trať dala využít i k experimentálním pokusům utěsnit čerpadlo pomocí magnetických ucpávek, které by mohly být řešením tohoto problému. Je ale nutné podotknout, že magnetické ucpávky jsou ve fázi vývoje a výzkumu, tudíž nelze předpovědět v jakém časovém horizontu a zdali vůbec by mohly tento problém vyřešit.

7 Návrh axiálního čerpadla s trubkovým motorem

Koncepce čerpadla s trubkovým motorem je založena na odlišné stavbě elektromotoru, než je tomu u konvenčních strojů. Rotor elektromotoru je trubka, jejíž součástí je i oběžné kolo čerpadla. Rotor je nasazen na stator elektromotoru (obrázek 7-1).



Obrázek 7-1 Schéma čerpadla s trubkovým motorem a orientačními rozměry

7.1 Návrh tvaru a rozměru náboje, průměru oběžného kola

Původní myšlenka byla vzít stávající čerpadlo a přepočítat oběžné kolo pomocí afinních vztahů na parametry motoru, který byl již navržen na Fakultě elektrotechniky Vysokého učení technického v Brně. Tento postup se ukázal, jako slepá ulička vzhledem k nevhodnosti parametrů motoru, a to především kvůli malému výkonu motoru a vysokým otáčkám. Proto bylo přistoupeno k novému návrhu stroje a motoru.

Vzhledem k atypické konstrukci čerpadla byl postup návrhu odlišný od standartního postupu. Předně nebyl pevně stanoven návrhový bod. Jediné omezení návrhu bylo vybrat takový průměr oběžného kola a výkon čerpadla, aby bylo možné motor s oběžným kolem umístit do potrubí a vybrat takové čerpadlo, jehož parametry by měly smysluplné využití. Průměr náboje byl po diskuzi s fakultou elektrotechniky zvolen na 80 % průměru oběžného kola. Jak se později potvrdilo provedenými výpočty a články, jejichž stručný výtah je v kapitole 3.2, lze na takovéto parametry navrhnout oběžné kolo s hydraulickou účinností okolo 80–90 %.

Přehled návrhových bodů byl zpracován v programu MATLAB. Průtoky (Q), výšky (H), otáčky (n) byly zvoleny v následujících intervalech.

Veličina	Interval	Krok v intervalu
Q [m ³ /s]	<0,01;1>	0,01
H [m]	<2;30>	1
n [ot/min]	<200;5000>	200

Tabulka 7-1 Přehled volených intervalů

Program v MATLABU byl sestaven následujícím způsobem. Pro vybranou hodnotu otáček z intervalu uvedeného v tabulce 7-1, byly dopočítány měrné objemové otáčky (rovnice 2.5) pro všechny kombinace Q a H . Dále byl určen tlakový součinitel Ψ [2] a průměr oběžného kola. Součinitel $f_\psi = 1$ pro maximálně dosažitelnou hodnotu tlakového součinitele [2].

$$\Psi \equiv \frac{2 g H}{u_{2a}^2} = 0,29 f_\psi \left(\frac{180}{n_q} \right)^{1,44} \quad (7.1)$$

$$d_2 = \frac{60}{\pi n} \sqrt{\frac{2 g H}{\Psi}} \quad (7.2)$$

Z rovnice 5.2 se určí meridiální složka rychlosti a následně se určí průtokový součinitel φ .

$$\varphi \equiv \frac{c_m}{u_{2a}} \quad (7.3)$$

Nyní lze odhadnout účinnost stroje na základě rovnice 7.4 [2].

$$\eta_h = \frac{\Psi}{2 v \varphi} \quad (7.4)$$

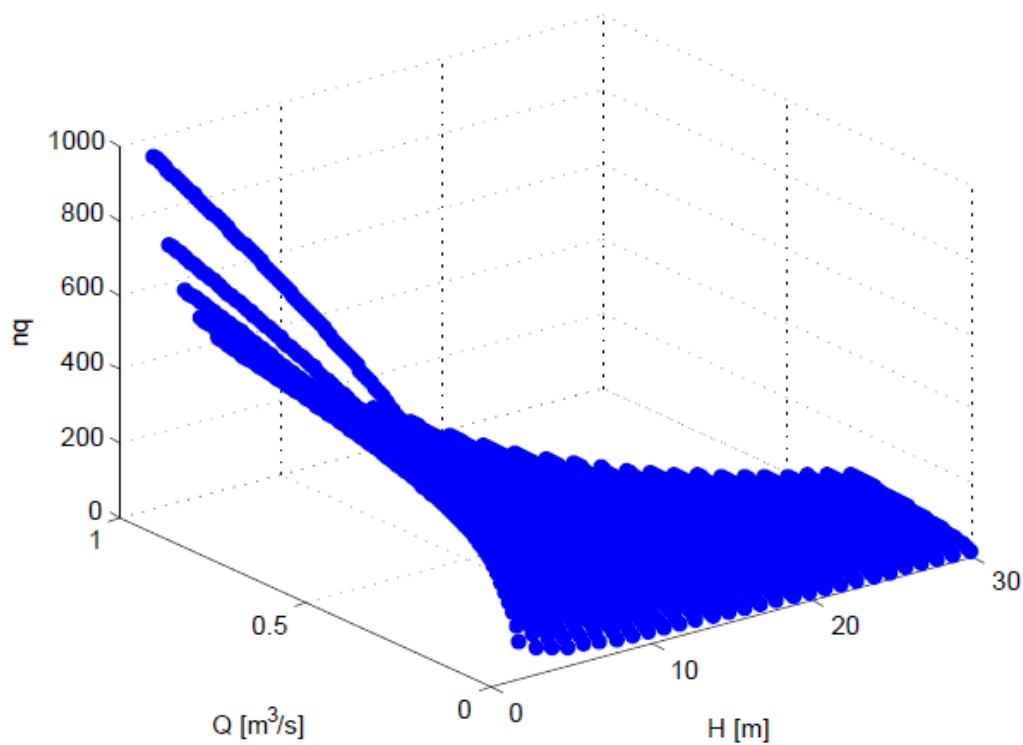
K rovnici 7.4 však musí být přistoupeno s obezřetností, protože její původní tvar je následující:

$$v = \frac{\Psi}{2 \eta_h \varphi} \quad (7.5)$$

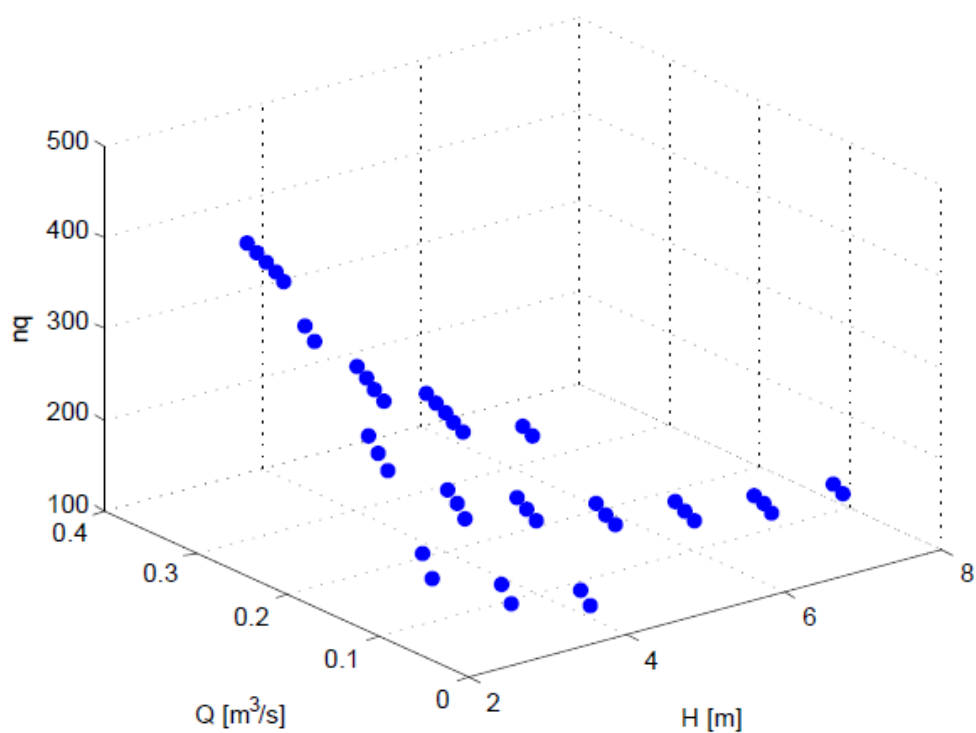
Předchozí rovnice se používá k určení poměru průměru náboje k průměru oběžného kola, kde hydraulická účinnost je určena z empirických rovnic, které jsou uvedeny ve [2]. Jelikož v tomto případě byl předem znám poměr v , tak byla rovnice použita k určení účinnosti, čímž došlo k nepřesnosti.

Z předchozího postupu byly tedy známy pro každý návrhový bod: měrné objemové otáčky, průměr kola, průměr náboje, hydraulický výkon, hydraulická účinnost, tlakový součinitel, průtokový součinitel, meridiální složka rychlosti a unášivá složka rychlosti na průměru oběžného kola d_2 . Nyní došlo k vyřazení návrhových bodů, které nesplňovaly následující kritéria. Měrné objemové otáčky musí odpovídat axiálnímu stroji tzn. byly vyřazeny body, které měly $n_q < 110$ a byly i vyřazeny body, které měly $n_q > 410$ na základě obrázku 2-2. Hydraulický výkon stroje musí být menší než 10 kW. Kritérium pro výběr průměru oběžného kola byly normalizované řady potrubí DN. V prvním přiblížení se braly v potaz tyto rozměry potrubí DN 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500. Z dat byly vybrány návrhové body, které spadaly do intervalu příslušná řada DN ± 10 mm. Zde došlo k drobné nepřesnosti. Například potrubí DN 200 odpovídá vnitřní průměr potrubí 206,4 mm. Takže by bylo vhodnější vybírat z intervalu 206,4 mm ± 10 mm. Obdobně u dalších průměrů potrubí. Nakonec s ohledem na výrobní náklady a předpokládané rozměry motoru bylo po diskuzi rozhodnuto, že se zvolí potrubí DN 200. Žádný s vypočtených návrhových bodů neodpovídal přesně rozměru

206,4 mm, takže bylo nutné u zvolené varianty upravit průměr oběžného kola na požadovaný rozměr.



Obrázek 7-2 Vykreslení návrhových bodů bez použití omezujících kritérií pro $n = 1600$ ot/min



Obrázek 7-3 Vykreslení návrhových bodů po použití omezujících kritérií pro $n = 1600$ ot/min do průměru oběžného kola 500 mm

S přihlédnutím k dalším parametrům jako například přijatelný hydraulický výkon a účinnost, byly vybrány tři výsledné návrhové body, z nichž byl bod číslo dva na základě nejvyšších měrných objemových otáček vybrán k dalšímu zpracování.

Bod	Otáčky	Průtok	Výška	Měrné objemové otáčky	Výkon hydraulický	Průměr kola	Účinnost
	n [ot/min]	Q [m ³ /s]	H [m]	n_q	P [W]	D_2 [mm]	η [-]
1	1400	0,09	5	125,6	4414,5	193,8	0,51
2	1600	0,1	5	151,3	4905	193,8	0,40
3	1400	0,1	5	132,4	4095	201,1	0,48

Tabulka 7-2 Přehled tří výsledných návrhových bodů

7.2 Stanovení vstupních a výstupních úhlů lopatky oběžného kola

V kapitole 7.2 byl použit zdroj [2].

Vstup kapaliny na oběžné kolo byl předpokládán bez před-rotace. K návrhu byla použita metoda $r \times cu = konst$ a návrh byl proveden na pěti poloměrech oběžného kola. Prvním krokem bylo určit z rovnice 5.2 meridální rychlost. Následně mohl být z rovnice 7.5 určen vstupní úhel lopatky na krycím disku.

$$\beta_{1a} = \arctg \frac{c_m}{u} \quad (7.5)$$

Vstupní úhly lopatky na dalších poloměrech byly určeny z rovnice 7.6.

$$tg\beta_1 = \frac{r_2}{r} tg\beta_{1a} \quad (7.6)$$

c_u složka výstupního rychlostního trojúhelníku lopatky na krycím disku byla určena následovně:

$$c_{2u,a} = \frac{g \cdot H}{\eta_h \cdot u_{2,a}} + c_{1u} \quad (7.7)$$

A c_u složka na dalších poloměrech byla určena z rovnice 7.8.

$$c_{2u} = c_{2u,a} \frac{r_2}{r} \quad (7.8)$$

Výstupní úhel lopatky by dopočten z rovnice 7.9.

$$tg\beta_2 = \frac{c_m}{u - \frac{r_2}{r} c_{2u,a}} \quad (7.9)$$

Nyní bylo možné určit střední aerodynamickou rychlost v lopatkové mříži a úhel střední aerodynamické rychlosti.

$$w_\infty^2 = c_m^2 + \left(u - \frac{1}{2} (c_{u2} + c_{u1}) \right)^2 \quad (7.10)$$

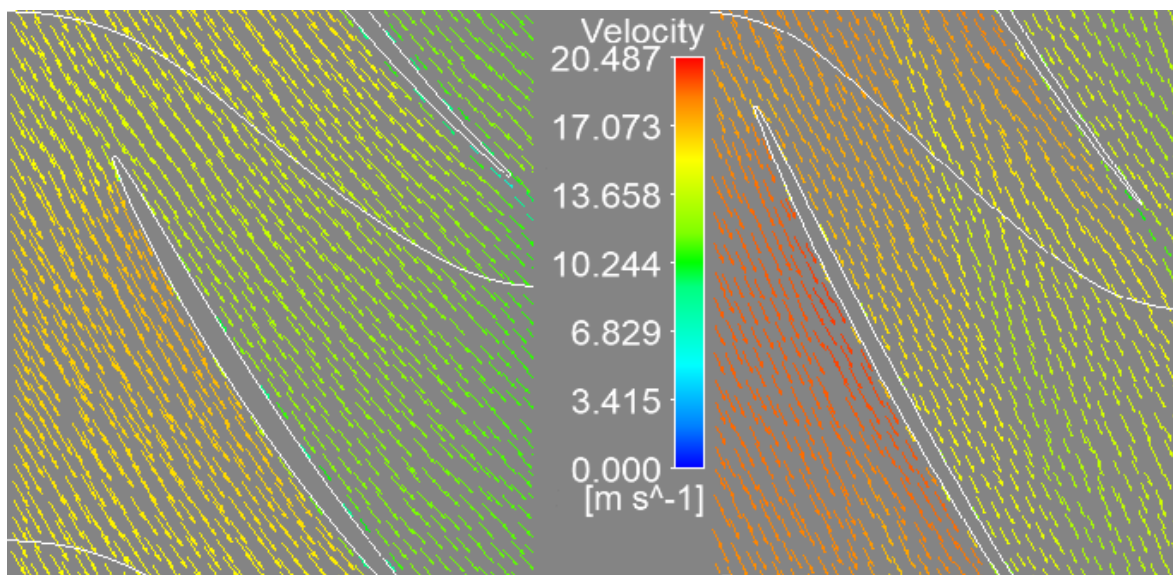
$$\beta_{\infty} = \arctg \frac{c_m}{u - \frac{1}{2}(c_{u2} + c_{u1})} \quad (7.11)$$

Počet rotorových lopatek byl zvolen podle tabulky 7-3 na 5.

n_q	140 – 170			160 – 230	220 – 290	>290
z_r	5	6	7	4	3	2
z_s	7	8	9	7	5	5
	8	11	10	9	7	7
	9	13	11,12	11	10	9

Tabulka 7-3 Doporučené hodnoty počtu rotorových a statorových lopatek v závislosti na specifických otáčkách převzato z [2]

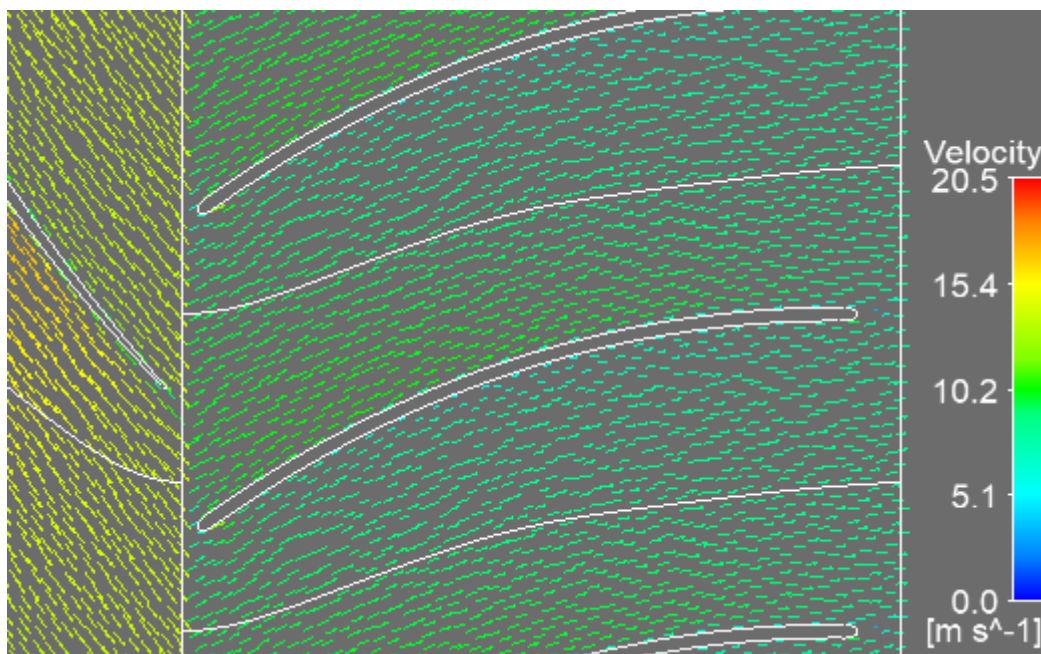
Další krok byl určit střednice lopatkového profilu. Postup je uveden v kapitole 5.5 a 5.6. Pro prvotní návrh byla použita účinnost 40 %, která byla určena v kapitole 7.1. Když bylo následným CFD výpočtem zjištěno, že vypočtená účinnost vysoce překračuje předpokládanou (40%), došlo k úpravě odhadu účinnosti na 80 % a následné korekci vstupních a výstupních úhlů lopatky. V první fázi CFD výpočtů bylo čerpadlo počítáno bez statorového kola, a to z důvodu optimalizace tvaru lopatky kola rotorového. Cílem bylo získat bezrázový vstup na lopatku a eliminovat odtrhávání proudu od lopatky. Jak se ukázalo, návrh střednice lopatky na základě teorie leteckých profilů nebyl optimální, protože výsledný profil lopatky vyšel značně zakřivený, což mělo za následek odtrhávání proudu od lopatky. Postupný „rovnáním“ profilu bylo v podstatě dosaženo návrhové cesty lineární změna $tg \beta$ na souřadnici ζ . Jakmile bylo dosaženo uspokojivých výsledků na samotném rotorovém kole, bylo do výpočtu přidáno i kolo statorové. Opět muselo dojít ke korekci vstupních a výstupních úhlů rotorové lopatky, protože přidáním kola statorového došlo k ovlivnění proudění i před vstupem na oběžné kolo. Na obrázku 7.3 lze vidět bezrázový vstup na lopatku v oblasti náboje a krycího disku po optimalizaci vstupních úhlů lopatky oběžného kola.



Obrázek 7-4 Vektory relativních rychlostí v rozvinutém řezu oběžného kola. V levé části obrázku je zobrazena oblast náboje v pravé části potom oblast krycího disku pro $Q = 100 \text{ l/s}$

7.3 Stanovení vstupních a výstupních úhlů lopatky statorového kola – rozvaděče

Účelem statoru je převést rotující složku rychlosti kapaliny do axiálního směru. K prvotnímu návrhu statoru bylo předpokládáno, že kapalina vystupující z oběžného kola drží úhel lopatky. Tím byl dán úhel, pod kterým bude kapalina vstupovat do statoru.



Obrázek 7-5 Vektory rychlostí v rozvinutém řezu mezi rotorem a statorem v 50 % výšky lopatky při $Q = 100 \text{ l/s}$

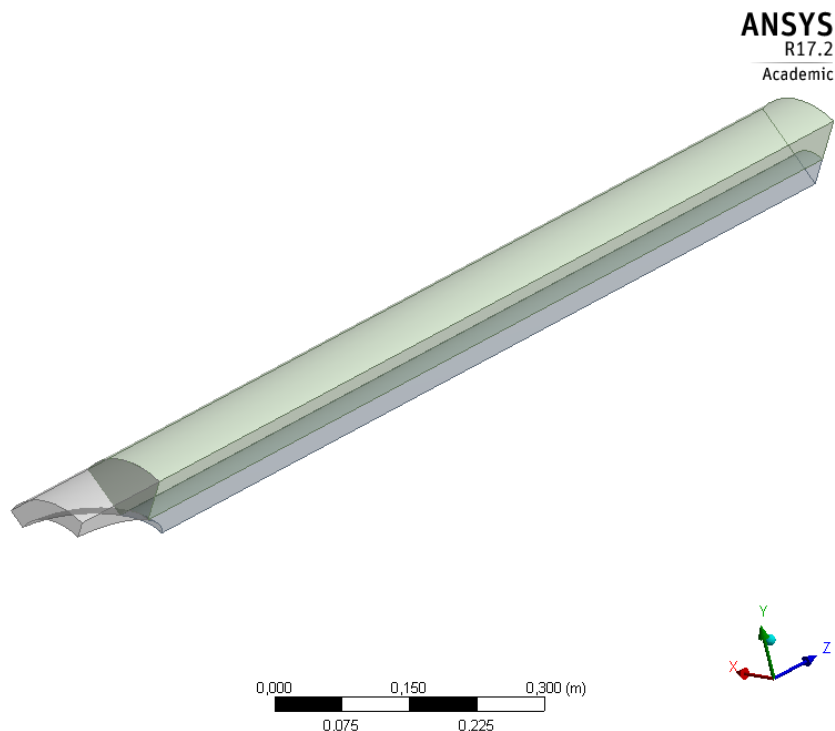
Výstupní úhly statorové lopatky byly položeny rovno nule. Návrh lopatky byl proveden na třech poloměrech. Na základě CFD výpočtů byly vstupní a výstupní úhly optimalizovány tak, aby v návrhovém bodě došlo k rovnoměrnému rozložení kapaliny na lopatku a nedocházelo k odtržení proudu. Délka lopatky byla v prvním návrhu zvolena na 120 mm. Protože však kapalina za čerpadlem značně rotovala, bylo přistoupeno k prodloužení lopatky na 150 mm, což přineslo zlepšení. Počet statorových lopatek byl zvolen na základě tabulky 7-3 na osm.

7.4 Tvorba modelu, výpočtových sítí nastavení CFX

Při řešení úlohy bylo využito symetrie. Vymodelována byla jen jedna pětina vstupní domény, výstupní domény, oběžného kola a jedna osmina statorového kola. Do geometrie vstupní a výstupní domény byl zahrnut i tvar náboje oběžného kola. Délka domény na vstupu byla stanovena na $3 \times D \approx 0,6 \text{ m}$ a na výstupu na $5 \times D \approx 1 \text{ m}$ (obrázek 7-6).

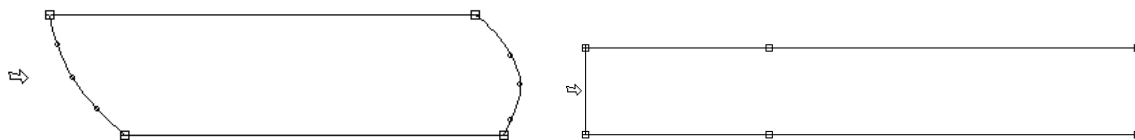
Geometrie oběžného kola a lopatkového rozvaděče byla vytvořena v prostředí BladeGen. Tento software potřebuje k definici lopatky meridián oběžného kola a souřadnice $M - \theta$, které definují střednici lopatky na příslušném poloměru. Souřadnice M je potom v podstatě délka lopatky a souřadnice θ je úhle opásání. Tvar meridiánu oběžného kola nebyl optimalizován. Při jeho tvarování by měla být zohledněna podmínka konstantní měrné energie na jednotlivých návrhových poloměrech, a to kvůli tomu, aby nedocházelo k přelévání kapaliny napříč lopatkou z místa s vyšší měrnou energií do místa s nižší měrnou energií. Z toho vyplývá, že délka lopatky by se měla s narůstajícím poloměrem zkracovat. Finální tvar meridiánu byl upraven tak, aby

bylo dosaženo hladkých tvarů na vstupní a výstupní hraně lopatky bez náhlých změn. Meridián oběžného kola je patrný z obrázku 7-7.

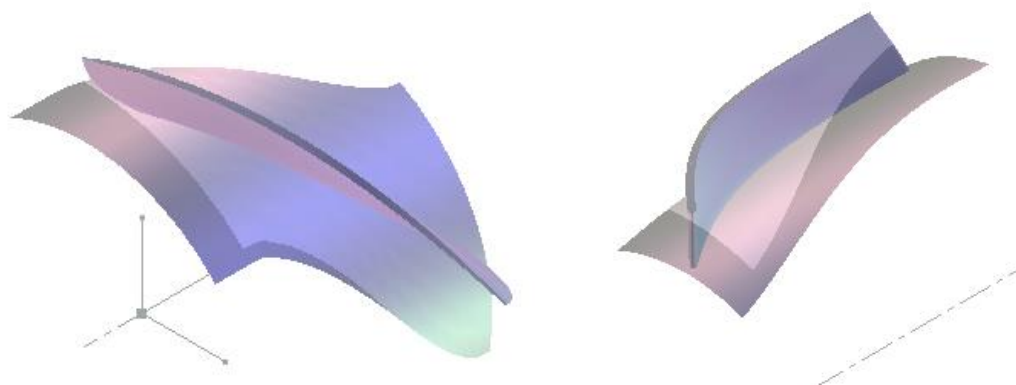


Obrázek 7-6 Geometrie – outlet

V BladeGenu byla lopatce taktéž přidělena tloušťka, která má maximální hodnotu 3 mm v místě vetknutí lopatky do náboje. Vstupní a výstupní hrana lopatky oběžného kola a rozvaděče jsou zaobleny z důvodu zamýšlenému provozu čerpadla i v turbínovém režimu.



Obrázek 7-7 Vlevo meridián oběžného kola vpravo rozvaděče



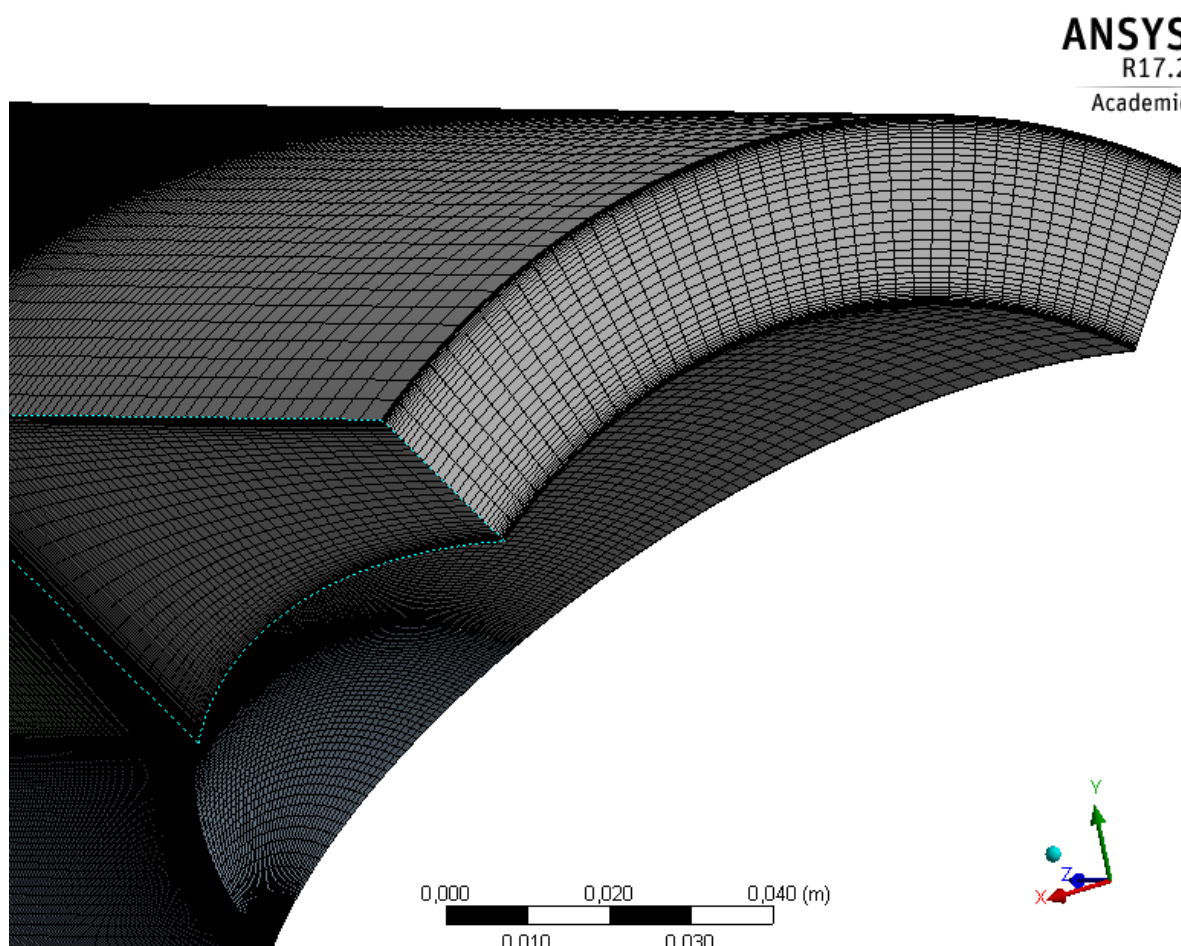
Obrázek 7-8 Vlevo geometrie lopatky oběžného kola vpravo rozvaděče

Výpočetní síť vstupní a výstupní domény byly vytvořeny v softwaru ANSYS Meshing (obrázek 7-9). Aby bylo možné dosáhnout kvalitní strukturované sítě, byla provedena dekompozice u každé z domén na tři tělesa. Patrné z obrázku 7-6. Síť jsou tvořeny prismatickými a hexahedrálními prvky. V prostředí ANSYS Meshing byly také pojmenovány jednotlivé plochy domén, na kterých byly později definovány okrajové podmínky.

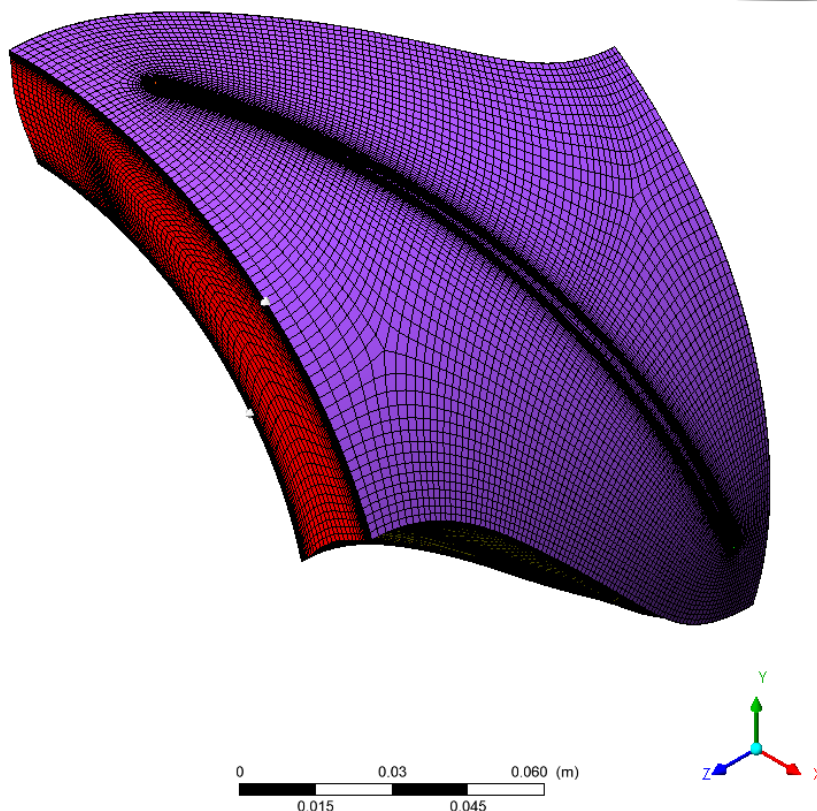
Pro lopatkový kanál oběžného kola a rozvaděče byly síť vytvořeny v prostředí TurboGrid. U oběžného kola byla použita funkce Shroud Tip, pomocí které byla vytvořena spára o velikosti 0,5 mm mezi lopatkou a „potrubím“. Síť byly vytvořeny automaticky s definicí celkového počtu buněk a jsou tvořeny hexahedrálními prvky (obrázek 7-10).

Rotor	Stator	Vstupní doména	Výstupní doména	Celkem
529 213	246 900	819 200	1 431 680	3 026 993

Tabulka 7-4 Přehled počtů buněk u jednotlivých domén



Obrázek 7-9 Detail výpočetní sítě – oblast náboje oběžného kola – výstupní doména



Obrázek 7-10 Výpočetní síť – kanál oběžného kola

Jakmile byly výpočetní sítě hotové, byly importovány do CFX-Pre. Čerpadlo bylo sestaveno ze čtyř domén, a to vstupní domény, oběžného kola, rozvaděče a výstupní domény (obrázek 7-11). Doména oběžného kola byla definována jako rotační (-1600 ot/min), zbylé tři domény jako stacionární. Definici okrajových podmínek a interface byly u jednotlivých domén následující:

Inlet: Mass Flow Rate = 99,7 kg/s

Podmínka, která definuje hmotnostní průtok. Aby mohla být získána charakteristika čerpadla, bylo nutné tuto okrajovou podmínku měnit na požadované průtoky. Hmotnostní průtok 99,7 kg/s odpovídá návrhovému bodu čerpadla.

Interface: výstup ze vstupní domény – oběžné kolo

Ke spojení stacionární a rotující části byl použit typ interface *Mixing Plane*. V CFX značeno jako *Stage*.

Interface: výstup z oběžného kola – vstup stator

Typ spojení *Stage*.

Interface: výstup stator – vstup do výstupní domény

Typ spojení *Stage*.

Interface: oběžné kolo – „oběžné kolo“

Typ spojení *GGI*. Jedná se o spojení nekonformní sítě v doméně oběžného kola, které vznikne v důsledku vytvoření spáry mezi lopatkou a potrubím.

Interface: periodické stěny domén

Typ spojení *Rotational Periodicity*. Tato interface je zobrazena v obrázku 7-11 fialovými šipkami.

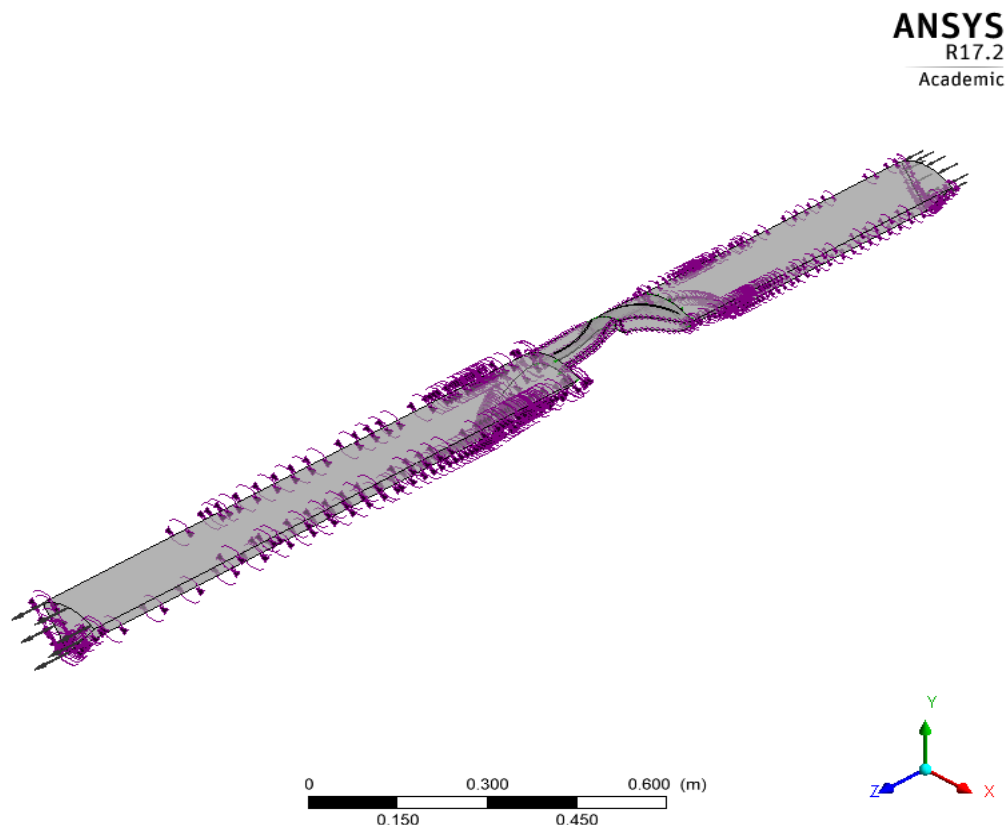
Outlet: Average Static Pressure = 0

Podmínka, která definuje, že průměrný statický tlak přes výstupní plochu je roven 0.

Náboj čerpadla, lopatky, stěny potrubí definovány jako Wall

Ve specifikaci *Wall* byly stěny definovány jako *No Slip Wall*. To znamená, že na stěně je definována nulová rychlost kapaliny. U krycího disku oběžného kola byla stěna definována jako *Counter Rotating Wall*, a to z důvodu uvažování spáry mezi lopatkou a potrubím ve výpočtu.

Médium, které bylo při výpočtu použito, byla voda s parametry odpovídajícími základnímu nastavení CFX. Turbulentní model byl zvolen *k-ε* se stěnovou funkcí *Scalable*. Schéma pro turbulentní model bylo zvoleno *First Order* a pro konvektivní část Reynoldsovy středované rovnice *High Resolution*. Výpočet byl počítán jako stacionární (*Steady State*), a to i pro mimo návrhové body čerpadla.



Obrázek 7-11 Sestavené domény čerpadla s definovanými okrajovými podmínkami a interface

V CFX-Pre byly vytvořeny *Expressions* na měrnou energii, krouticí moment, průtok, účinnost, které byly následně použity k vytvoření monitorů v CFX-Solver Manager, takže bylo možné sledovat průběžné výsledky výpočtu a jejich konvergenci.

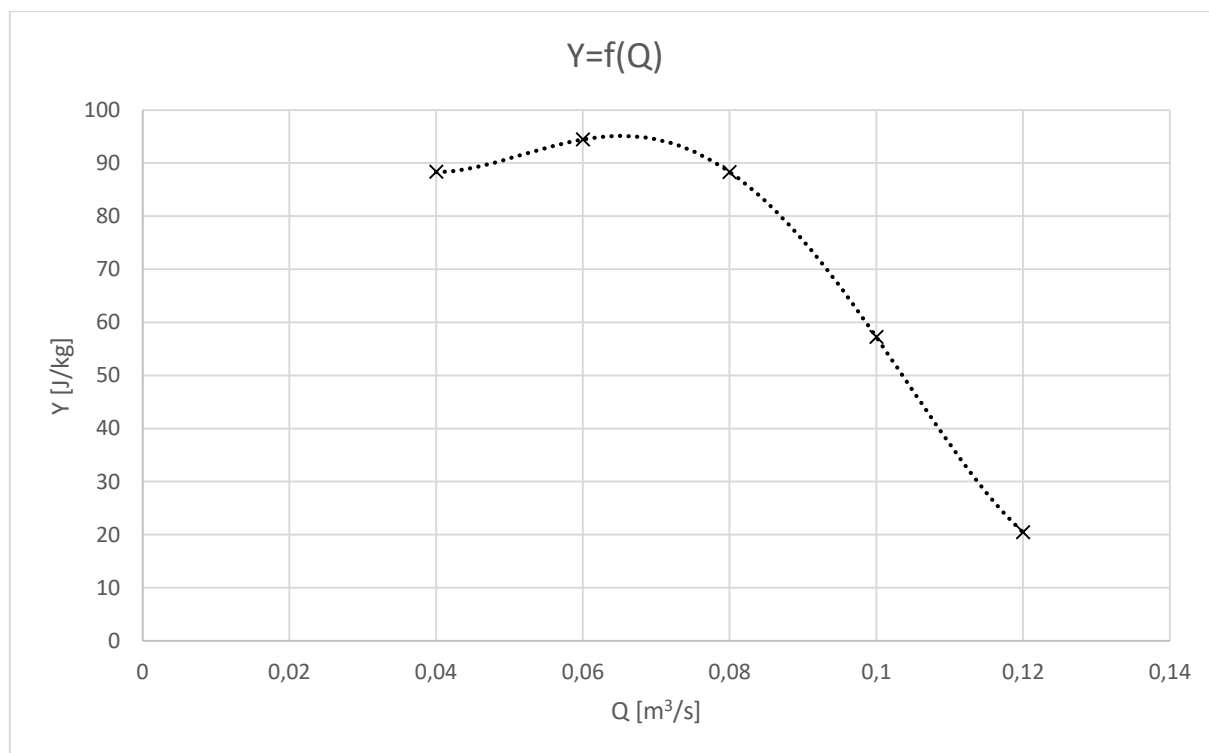
7.5 Výsledky výpočtu

Výsledky byly zpracovány v programu CFX-Post. Plochy, ze kterých byly odečítány tlaky, byly umístěny v polovině vstupní a v polovině výstupní domény. K určení tlaků byl použit integrál *Mass Flow Avarage*.

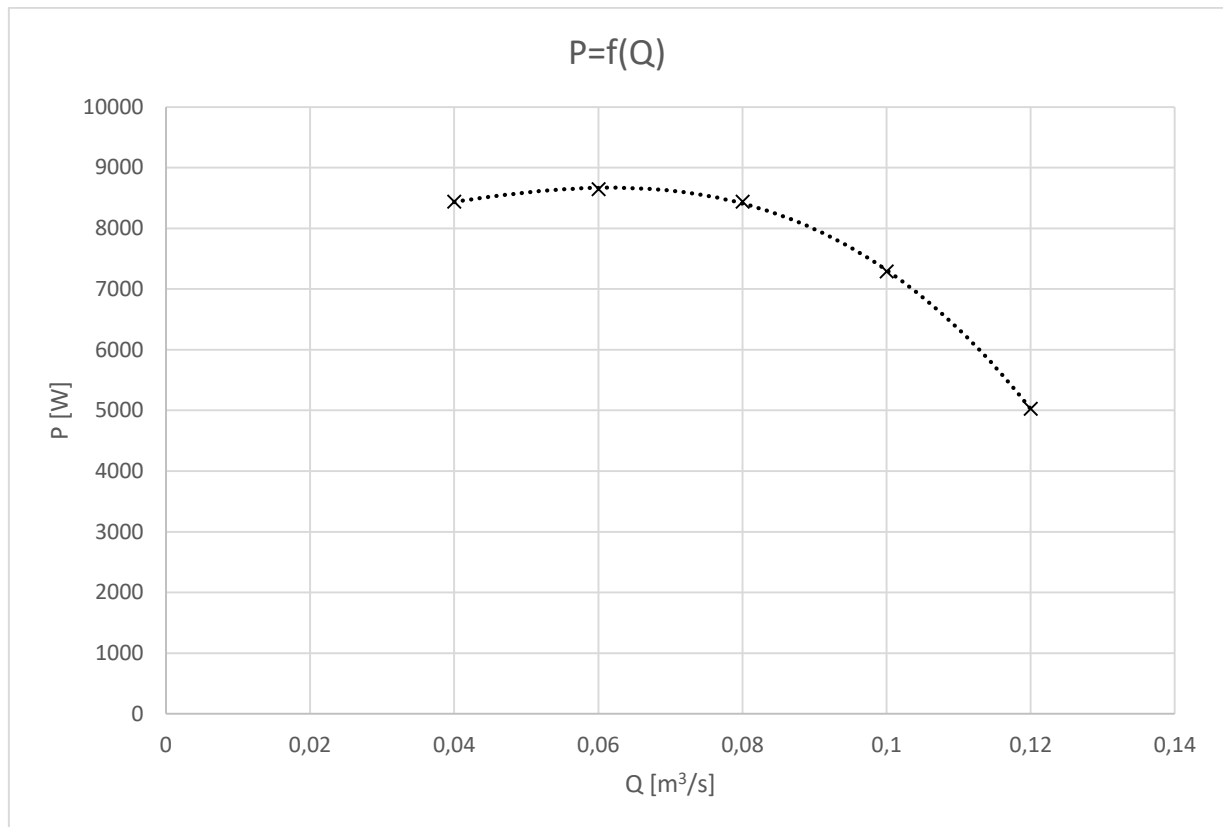
K získání charakteristiky čerpadla bylo nutné spočítat úlohu pro různé nastavení průtoků.

	Q [m³/s]
0,4 Q	0,04
0,6 Q	0,06
0,8 Q	0,08
Q	0,1
1,2 Q	0,12

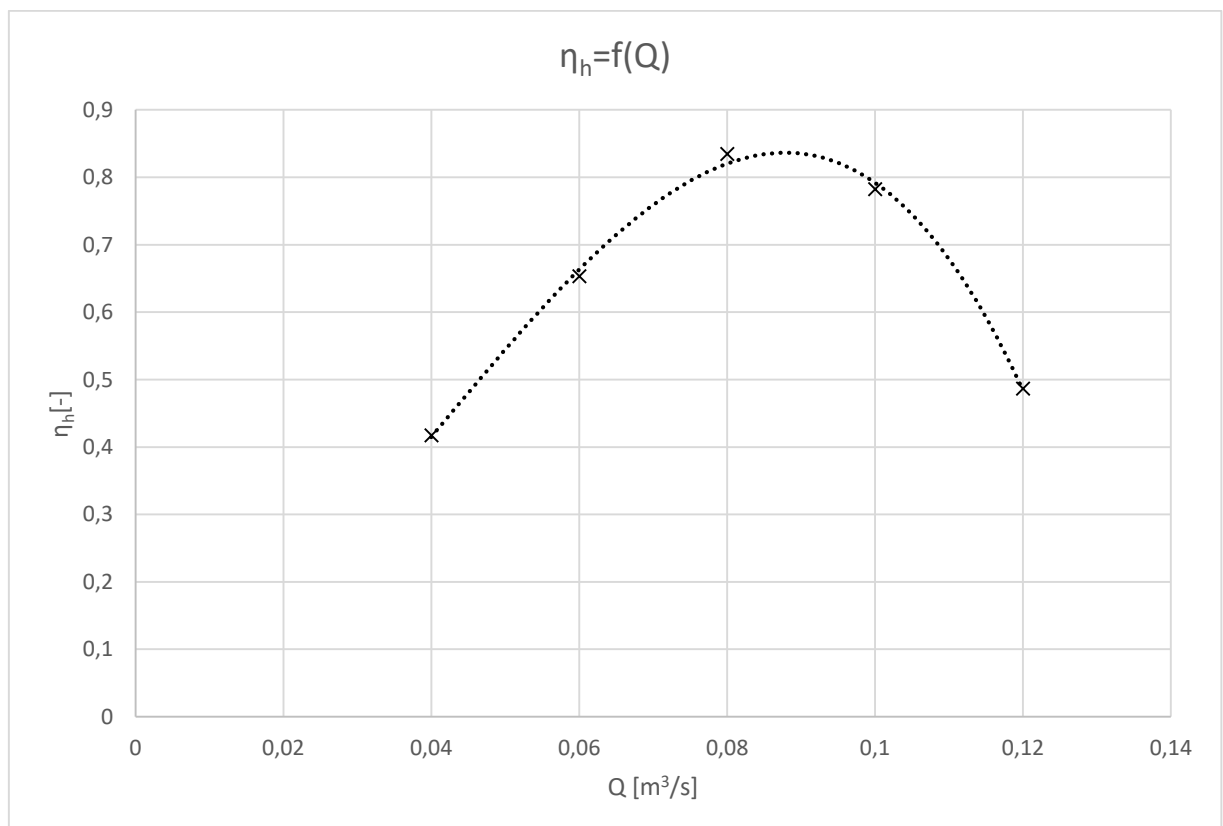
Tabulka 7-5 Hodnoty nastavených průtoků



Graf 7-1 Q-Y charakteristika čerpadla



Graf 7-2 Q-P karakteristika čerpadla

Graf 7-3 Q- η_h karakteristika čerpadla

Původním záměrem bylo při výpočtu charakteristik čerpadla zvolit body odpovídající 0,6; 0,8; 1,2; 1,4 násobku průtoku v návrhovém bodě. Jak ale bylo zjištěno, tak při zvoleném průtoku $1,4 \times Q$, výpočet nezkonvergoval. Proto došlo ke změně průtoku na $1,3 \times Q$. Pro tento průtok už sice výpočet zkonvergoval, ale výsledná měrné energie byla záporná, takže došlo k propočítání čerpadla v oblasti brzdy. Z tohoto důvodu byly nakonec pro výpočet zvoleny průtoky, které jsou uvedeny v tabulce 7-5.

Maximální dosažená hodnota y^+ ve výpočtech byla 100, takže z tohoto pohledu byl dodržen požadavek na splnění parametru y^+ , který by neměl u turbulentního modelu $k-\varepsilon$ se stěnovými funkcemi překročit hodnotu 120.

Z výsledné Q-Y charakteristiky (graf 7-1) je zřejmé, že se sice pro průtok $0,1 \text{ m}^3/\text{s}$ podařilo splnit požadavek na měrnou energii, která je $57,21 \text{ J/kg}$ a minimální požadovaná byla $49,05 \text{ J/kg}$, ale došlo k posunu optima čerpadla na průtok $0,08 \text{ m}^3/\text{s}$, respektive na základě proložení grafu 7-1 lze usuzovat, že optimum by mělo být okolo průtoku $0,09 \text{ m}^3/\text{s}$. To je zapříčiněno tím, že návrhový bod byl navržen na bezrázový vstup, který však u axiálních strojů měrnou energii v daném bodě snižuje a tím snižuje i účinnost čerpadla. Řešením, jak posunout maximální hydraulickou účinnost, která je nyní 83 %, do průtoku $0,1 \text{ m}^3/\text{s}$, je změnit vstupní úhel lopatky tak, aby docházelo k menšímu rázu na tlačné straně lopatky. Výsledná Q-Y charakteristika čerpadla odpovídá obecným charakteristikám axiálních strojů, kde se v oblasti průtoku $0,04 \text{ m}^3/\text{s}$ začíná projevovat nestabilita, která se u axiálních strojů vyskytuje.

Na závěr práce došlo k přepočítání bodů charakteristiky odpovídající průtoku $0,1 \text{ m}^3/\text{s}$ a $0,08 \text{ m}^3/\text{s}$ nestacionárním výpočtem za účelem kontroly a porovnání výsledků se stacionárním výpočtem. V tomto případě už nebyl počítán jen jeden lopatkový kanál ale celé kolo. Pokud byly výsledky účinnosti zaokrouhleny na jednotky, tak došlo ke shodě výsledků se stacionárním výpočtem v obou bodech. Z časových a výpočtově-kapacitních důvodů nebylo již možné propočítat celou charakteristiku čerpadla nestacionárním výpočtem. Je ale možné, že při výpočtu bodů v krajních bodech charakteristiky by k rozdílu výsledků pravděpodobně došlo vzhledem k nestacionárním dějům, které na čerpadlech mimo optimální bod vznikají.

8 Závěr

Jedním z cílů diplomové práce bylo stanovit charakteristiky čerpadla s prstencovým motorem a posoudit ztráty v tenké hydrodynamické spáře. Charakteristiky čerpadla byly stanoveny, ale zůstaly za předpokládanými výsledky. Důvody a podrobnosti jsou popsány v kapitole 6-7. Závěr z měření, který lze udělat ohledně ztrát v tenké hydrodynamické spáře, je takový, že v případech měření u kterých docházelo jen k menším průsakům vody přes gufera, bylo dosaženo v $Q - \eta$ charakteristice lepších výsledků než u měření čerpadla bez gufer, při kterém docházelo k průtoku vody z výtlaku čerpadla na sání přes spáru mezi statorem a rotorem elektromotoru. Ze srovnání výsledků měření čerpadla bez gufer a čerpadla s jednobřítými guferami s pružinkou (otevřená strana gufer na straně motoru) vyplývá, že jsou výsledky přibližně shodné (při srovnání odpovídajících si frekvencí), protože přes jednobřítá gufera docházelo ke značnému průsaku vody do spáry mezi statorem a rotorem.

U návrhu čerpadla s trubkovým motorem bylo záměrem posoudit vyrobitelnost tohoto stroje, protože zpočátku nebylo zřejmé, zdali se podaří vyrobit takový průměr a výkon elektromotoru, u kterého by zůstala dostatečná výška na lopatky čerpadla. Po analýze různých variant návrhových bodů bylo přistoupeno k hydraulickému návrhu čerpadla. Následnými CFD výpočty se ukázalo, že i při poměru průměru náboje čerpadla k průměru potrubí 80 % lze navrhnout axiální čerpadlo s hydraulickou účinností okolo 83 %. Na základě CFD výpočtů bylo možné určit potřebný příkon elektromotoru, který byl předán fakultě elektrotechniky. Nyní se čeká na finální rozměry a parametry motoru, na které bude hydraulika oběžného kola přizpůsobena. Na základě měření čerpadla s prstencovým motorem bude v budoucnu snaha vyhnout se při konstrukčním řešení čerpadla s trubkovým motorem těsnění velkých průměrů, které se ukázaly jako největší slabina těchto strojů.

Cílem diplomové práce bylo také posoudit možnost dvoustupňového uspořádání čerpadla s trubkovým motorem. Dvoustupňové uspořádání čerpadla s trubkovým motorem by bylo možné, ale jako vhodnější cesta se jeví vyřešit konstrukci čerpadla s jedním stupněm a na základě odzkoušení prototypu uvažovat o dvoustupňovém uspořádání.

9 Seznam použitých zdrojů

- [1] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Hydraulické stroje*. 1. PRAHA: SNTL – NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY, 1992. ISBN 80-03-00665-1.
- [2] GÜLICH, Johann Friedrich. *Centrifugal pumps*. 3rd edition. Heidelberg: Springer, 2014. ISBN 978-3-642-40113-8.
- [3] DOBROVOLNÝ, M. *Čerpadlo pro dopravu kapalin z velkých hloubek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 42 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. František Pochylý, CSc.
- [4] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Čerpadla*. 1. Praha: České vysoké učení technické v Praze Vydavatelství ČVUT, 1972.
- [5] BINER, D, V HASMATUCHI, D VIOLANTE, S RICHARD, S CHEVAILLER, L ANDOLFATTO, F AVELLAN a C MÜNCH. Engineering & Performance of DuoTurbo: Microturbine with Counter-Rotating Runners: Microturbine with Counter-Rotating Runners. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* [online]. 2016, 49, 102013- [cit. 2018-04-14]. DOI: 10.1088/1755-1315/49/10/102013. ISSN 1755-1307. Dostupné z: <http://stacks.iop.org/1755-1315/49/i=10/a=102013?key=crossref.d5ff83bbc701224bd5d5b4ae1067c454>
- [6] MELLY, D., R. HORTA, C. MUNCH, H. BINER a S. CHEVAILLER. Development of a PM-generator for a counter-rotating micro-hydro turbine. *2014 International Conference on Electrical Machines (ICEM)* [online]. IEEE, 2014, , 124-129 [cit. 2018-04-14]. DOI: 10.1109/ICELMACH.2014.6960169. ISBN 978-1-4799-4389-0. Dostupné z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/6960169/>
- [7] ČSN 11 0000 *Rozdělení a terminologie čerpadel*. Praha: Český normalizační institut 1994, 1994.
- [8] IWAKI [online]. Siemensring 115, d 47877 Willich, Germany [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: <https://www.iwakieurope.com/en>
- [9] *Magnetic drive pumps MX series* [online]. [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: https://www.e-cerpadla.cz/info/iwaki/mx_e2003.pdf
- [10] NECHLEBA, Miroslav. *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství*. 2. Praha: SNTL, 1962.
- [11] M. Haluza: *Tekutinové stroje I*. Brno 2017. Zápisy z přednášek. VUT, FSI.
- [12] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Hydraulické stroje: Technický průvodce*. 1. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1992, 752 s. ISBN 80-03-00665-1.
- [13] J. Štigler: *Teorie hydraulických strojů*. Brno 2017. Zápisy z přednášek. VUT, FSI.
- [14] DOBŠÁKOVÁ, Lenka. *Hydraulický návrh difuzoru čerpadla pro dva provozní body* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2012 [cit. 2018-04-16]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/6672>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Energetický ústav. Vedoucí práce Miloslav Haluza.

- [15] STAREČEK, Jakub. *Návrh axiálního čerpadla pro zadané parametry* [online]. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2015 [cit. 2018-04-17]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/40361>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Energetický ústav. Vedoucí práce Miloslav Haluza.
- [16] ABBOTT, IRA H. a ALBERT E. VON DOENHOFF. THEORY OF WING SECTIONS INCLUDING A SUMMARY OF AIRFOIL DATA [online]. NEW YORK: DOVER PUBLICATIONS, INC. NEW YORK, 1959 [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <https://aeroknowledge77.files.wordpress.com/2011/09/58986488-theory-of-wing-sections-including-a-summary-of-airfoil-data.pdf>
- [17] BULLOCK, R. O. a I. A. JOHNSEN. AERODYNAMIC DESIGN OF AXIAL FLOW COMPRESSOR [online]. Washington, D.C: U.S. Government Printing Office, 1965 [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19650013744.pdf>
- [18] Industrial shaft seals SKF. SKF [online]. 2013 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/83-129139/Industrial-shaft-seals---10919_2-EN.pdf
- [19] Radial shaft seals. Parker [online]. 2010 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: http://www.parker.cz/wp-content/uploads/2013/11/Catalog_RadialShaftSeals_PDE3357-GB.pdf

10 Seznam použitých symbolů a zkratek

Značka	Název	Jednotka
$\bar{\beta}$	Doplňěk do 90°k úhlu lopatky	°
a	Zrychlení	ms ⁻²
a	Konstanta lopatkové mříže	-
c	Absolutní rychlost	m/s
c _m	Meridiální rychlost	m/s
c _u	Průmět absolutní složky rychlosti do unášivé rychlosti	m/s
d ₁	Průměr náboje	m
d ₂	Průměr krycího disku	m
f	Frekvence	Hz
f ₁ , f ₂ , f ₃	Konstanty	-
F _a	Vztlková síla	N
F _w	Odporová síla	N
f _ψ	Součinitel	-
g	Gravitační zrychlení	ms ⁻²
H	Výška	m
h	Výška lopatky	m
H _t	Teoretická výška	m
I ₁	Elektrický proud – první harmonická frekvence	A
I _c	Elektrický proud – celé spektrum	A
k	Konstanta	-
L	Délka lopatky	m
L _a	Délka lopatky na krycím disku	m
L _i	Délka lopatky na náboji	m
n	Otáčky	ot/min
n _m	Otáčky – model	ot/min
n _q	Měrné objemové otáčky	ot/min
n _s	Měrné specifické otáčky	ot/min
P	Příkon/výkon	W
P	Tlak	Pa
P ₁	Tlak na sání čerpadla	kPa
P ₁	Příkon – první harmonická frekvence	W
P ₂	Tlak na výtlačku čerpadla	kPa
P _c	Příkon – celé spektrum	W
PF _c	Power factor – celé spektrum	-
P _h	Hydraulický výkon	W
P _m	Příkon – model	W
Q	Průtok	m ³ /s
Q _m	Průtok–model	m ³ /s
r	Poloměr	m
t	Teplota	°C
t	Rozteč mezi lopatkami na válcové ploše	m
u	Unášivá rychlost	m/s
U ₁	Napětí – první harmonická frekvence	V
u _{2a}	Unášivá složka rychlosti na krycím disku	m/s

U_c	Napětí – celé spektrum	V
v	Rychlost	m/s
w	Relativní rychlost	m/s
w_∞	Střední aerodynamická rychlost lopatkové mříže	m/s
Y	Měrná energie	J/kg
y_c	Souřadnice střednice profilu lopatky	m
$y_{c,base}$	Souřadnice střednice zvoleného profilu lopatky	m
Y_ξ	Měrná energie čerpadla	J/kg
z	Počet lopatek oběžného kola	-
α	Coriolisovo číslo	-
β	Úhel lopatky	°
β_1	Vstupní úhel lopatky	°
β_{1a}	Vstupní úhel lopatky na krycím disku	°
β_2	Výstupní úhel lopatky	°
β_∞	Úhel střední aerodynamické rychlosti	°
β_s	Úhel postavení lopatky v lopatkové mříži	°
δ_a	Úhel náběhu	°
δ_{a0}	Úhel náběhu vztažený k úhlu nulového vztaku na profil	°
δ_{NA}	Úhel náběhu, při kterém je nulový vztak na profil	°
η	Účinnost	-
η	Konformní souřadnice	m
η_h	Hydraulická účinnost	-
λ	Klouzavý úhel	°
ν	Poměr průměru náboje k průměru oběžného kola	m
ξ	Konformní souřadnice	m
ξ_a	Vztakový součinitel	-
$\xi_{a,base}$	Vztakový součinitel zvoleného profilu lopatky	-
σ	Meridiánová souřadnice	m
σ_a	Tuhost lopatky na krycím disku	-
σ_i	Tuhost lopatky na náboji	-
φ	Úhlová souřadnice	rad
φ	Průtokový součinitel	-
Ψ	Tlakový součinitel	-